



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH TURBODMYCHADLA

DESIGN OF TURBOCHARGER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Alexandra Středánská

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Škorpík, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Studentka: **Bc. Alexandra Středánská**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Škorpík, Ph.D.**
Akademický rok: 2019/20

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh turbodmychadla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Dnes je turbodmychadlo základní součástí každé pohonné jednotky se spalovacím motorem. Na rozdíl od spalovacího motoru je turbodmychadlo lopatkový stroj z poněkud rozdílnými vlastnostmi než spalovací motor, to umožňuje turbodmychadlu využít energii ve spalínách, kterou spalovací motor tak účinně netransformuje na zvýšení tlaku vzduchu.

Cíle diplomové práce:

- (1) Hlavní úloha turbodmychadel spalovacích motorů.
- (2) Návrh turbodmychadla s kompresním poměrem 4,5 a jmenovitým průtokem vzduchu 1 m³.s⁻¹.
- (3) Očekávaná charakteristika turbodmychadla.

Seznam doporučené literatury:

MACEK, Jan a Vladimír KLIMENT. Spalovací turbíny, turbodmychadla a ventilátory: (přeplňování spalovacích motorů). Vyd. 3. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. ISBN 80-01-02275-7.

JAN, Zdeněk. ŽDÁNSKÝ, Bronislav. Automobily – motory, 2010. 6. vydání. Brno: Avid, spol. s. r. o. ISBN 978-80-87143-15-5.

KOŽOUŠEK, Josef. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I, 1978. Vydání první. Praha: SNTL, 368 stran, 333 obrázků, 12 tabulek.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

.....

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

.....

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práca je zameraná na návrh turbodúchadla v programe MS Excel. Pre požadovaný prietok a stlačenie sú vypočítané základné termodynamické parametre celého turbodúchadla na základe, ktorých boli navrhnuté geometrické rozmery a stavy médií v jednotlivých častiach kompresoru a turbíny. Ďalej boli zostrojené zjednodušené charakteristiky kompresoru a turbíny mimo výpočtových otáčok pre predstavu polohy pracovného bodu.

Kľúčové slová

Kompresor, turbína, turbodúchadlo, charakteristika, MS Excel, návrh

ABSTRACT

Diploma thesis focus on the design of turbocharger in SW MS Excel. For required flow and pressure ratio, the thermodynamics parameters were calculated for the turbocharger. From these, geometry was designed and the condition of mediums was calculated for each part of the turbine and compressor. At last basic characteristics of the turbine and compressor on varying the regime of engine operation the rotation was made and offered an idea about the working point position.

Key words

Compressor, turbine, turbocharger, characteristic, MS Excel, design

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

STREĎANSKÁ, Alexandra. *Návrh turbodmychadla* [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-06-11]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/125725>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jiří Škorpík.

PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že som diplomovú prácu na tému **Návrh turbodmychadla** vypracovala samostatne, pod dohľadom vedúceho diplomovej práce Ing. Jiřího Škorpíka, Ph.D., s použitím odbornej literatúry a prameňov, uvedených v zozname, ktorý je uvedený na konci tejto práce.

Dátum

Alexandra Stred'anská

POĎAKOVANIE

Týmto by som chcela poďakovať pánovi Ing. Jiřímu Škorpíkovi, Ph.D., za rady a pripomienky pri vypracovávaní tejto práce.

Obsah

1 Úvod.....	10
2 Základné pojmy preplňovania.....	11
2.1 Možnosti zvyšovania výkonu piestového spaľovacieho motora [1].....	11
2.2 Veličiny ktoré ovplyvňujú zvyšovanie stredného efektívneho tlaku [1]	11
2.2.1 Hustota plniaceho vzduchu [1].....	12
2.2.2 Vplyv chladenia plniaceho vzduchu [2].....	12
2.2.3 Určenie tlaku plniaceho vzduchu [2]	13
3 Pracovné obehы preplňovaných spaľovacích motorov	14
3.1 Ideálne pracovné cykly [2].....	14
3.2 Skutočný obeh preplňovaného štvordobého motoru [1]	19
4 Kompresory používané k preplňovaniu	20
4.1 Prúdové kompresory	20
5 Spolupráca kompresoru turbodúchadla s motorom	22
6 Spolupráca kompresoru s turbínou	23
7 Turbodúchadlo	23
7.1 Konštrukcia turbodúchadla s radiálnym kompresorom	23
7.2 Turbíny a ich regulácia.....	23
7.3 Ložiská	27
8 Návrh turbodúchadla	32
8.1 Energetická bilancia	33
8.2 Radiálny kompresor	35
8.3 Radiálna turbína	42
9 Charakteristiky	48
9.1 Charakteristika kompresoru	48
9.2 Charakteristika turbíny	49
10 Diskusia.....	51
11 Záver	52
12 Zdroje	53
13 Zoznam použitých skratiek	56
14 Zoznam použitých indexov	58
15 Zoznam použitých obrázkov a tabuliek	59
16 Zoznam príloh	61

1 Úvod

Na tomto svete neexistuje nič také, ako dokonalý vynález, aspoň nie mimo našich myšlienok. Vždy môžeme urobiť niečo ľahšie, lacnejšie, spoľahlivejšie, s vyššou účinnosťou, či šetrnejšie k životnému prostrediu.

Zoberme si za príklad dnes tak často diskutovaný spaľovací motor. Dokáže poháňať automobil, lietadlo rýchlosťou vetra, či vyrábať elektrinu pokojne aj vo vašej záhrade. Avšak aj takéto univerzálne zariadenie môžeme vylepšiť. Zmenšiť jeho spotrebu paliva, spraviť ho rýchlejší pri zachovaní jeho konštrukčných parametrov. Trend zmenšovania objemu motorov, ponúka široké pole pôsobenia rôznym druhom turbodúchadiel a robia z nich štandardnú súčasť každej pohonnej jednotky so spaľovacím motorom.

Turbodúchadlo spolupracuje so spaľovacím motorom, pričom využíva odpadové plyny z motora, aby roztočil turbínu, ktorá poháňa kompresor, kde sa stlačí vzduch nasávaný z okolia a nafúkne motor o výkon, ktorý by mu inak chýbal.

Problematika diplomovej práce sa zaoberá základným návrhom turbodúchadla. V prvej časti tejto práce budú popísané základné pojmy preplňovania a pracovné obehové preplňovaných spaľovacích motorov, ďalej časti turbodúchadla a ich spolupráca.

V nasledujúcej časti bude navrhnuté turbodúchadlo, ktorým by prúdil $1 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ vzduchu a došlo by tu k stlačeniu s pomerom 4,5. Ako prvá bude zvolená vhodná koncepcia a následne budú vypočítané parametre, ktoré vychádzajú z energetickej bilancie turbíny a kompresoru. Tieto parametre prinesú základnú predstavu o vstupných, resp. výstupných tlakoch a teplotách termodynamického obehu celého turbodúchadla, ktoré sa ďalej potvrdia po návrhu geometrie a zvyšných termodynamických výpočtoch.

V poslednej časti budú predstavené zjednodušené charakteristiky, ktoré prinesú predstavu o polohe pracovného bodu, či správaní sa kompresoru v nevýpočtových režimoch.

2 Základné pojmy preplňovania

2.1 Možnosti zvyšovania výkonu piestového spaľovacieho motora [1]

Efektívny výkon piestového spaľovacieho motora je daný vzťahom

$$P_e = i V_H p_e \frac{n}{\tau} \quad [\text{W}] \quad (2.1)$$

kde je	i	[-]	počet valcov spaľovacieho motora
	V_H	[m ³]	zdvihový objem jedného valca
	P_e	[Pa]	stredný efektívny tlak na piest
	n	[Hz]	otáčky motora
	τ	[-]	otáčkový súčiniteľ, vyjadrujúci počet otáčok motora potrebných pre 1 expanzný zdvih (pre štvordobý motor $\tau = 2$).

Zo vzťahu (2.1) vyplýva, že efektívny výkon motora je možné zväčšiť:

- zväčšením jeho konštrukčných rozmerov – počtu valcov i alebo zdvihový objem V_H ,
- rýchlobežnosti motora, teda zvýšením počtu otáčok n , ktoré sú obmedzené druhom a určením spaľovacieho motora, rýchlosťou horenia, ekonomickosťou, dynamickými a životnostnými problémami,
- zvýšením stredného efektívneho tlaku na piest p_e .

Pritom preplňovanie spaľovacieho motora je možné uplatniť u poslednej alternatívy. Zvýšenie stredného efektívneho tlaku je možné spálením väčšieho množstva paliva, z ktorého sa uvoľní väčšie množstvo energie a následne sa privedie do tepelného obehu motora. To, pre dokonalé horenie paliva, predpokladá dodávku väčšieho hmotnostného množstva vzduchu, čo je účelom preplňovania.

2.2 Veličiny ktoré ovplyvňujú zvyšovanie stredného efektívneho tlaku [1]

Stredný efektívny tlak na piest je daný vzťahom

$$p_e = \frac{H_u}{\sigma_t \lambda_z} \varrho_{pl} \eta_d \eta_i \eta_m \quad [\text{Pa}] \quad (2.2)$$

kde	H_u	[J.kg ⁻¹]	je výhrevnosť použitého paliva,
	σ	[-]	spaľovací súčiniteľ prebytku vzduchu,
	λ	[-]	teoretický zmiešavací pomer vzduchu a paliva,
	ρ	[kg.m ⁻³]	hustota plniaceho vzduchu,
	η_d	[-]	dopravná účinnosť motora,
	η_i	[-]	indukovaná účinnosť motora,
	η_m	[-]	mechanická účinnosť motora.

2.2.1 Hustota plniaceho vzduchu [1]

Hustota plniaceho vzduchu vychádza zo vzťahu (2.2). Závisí na tlaku plniaceho vzduchu a jeho teplote ako je očividné zo vzťahu

$$\rho_{pl} = \frac{p_{pl}}{rT_{pl}} \quad [\text{kg.m}^{-3}], \quad (2.3)$$

je možné ρ_{pl} zvýšiť:

- zvýšením plniaceho tlaku p_{pl} v kompresore,
- znížením teploty T_{pl} ochladzovaním v chladiči plniaceho vzduchu,
- kombináciou uvedených spôsobov.

2.2.2 Vplyv chladenia plniaceho vzduchu [2]

U motorov s nízkotlakým preplňovaním (motory vozidlové a niektoré priemyslové) sa nepoužíva chladenie plniaceho vzduchu. Pre pomerne nízky stupeň preplňovania stačí malé zvýšenie plniaceho tlaku v kompresore. Teplotu za kompresorom nie je potrebné znižovať, jej zvýšenie je proti tlaku pomerne malé.

U preplňovaných motorov bez chladenia plniaceho vzduchu sa tlak pred motorom p_{pl} rovná priamo tlaku za kompresorom p_{K2} (bez uvažovania tlakovej straty) a teplota T_{pl} pred motorom sa približne rovná teplote plniaceho vzduchu za kompresorom T_{K2} .

Pre výpočet teploty plniaceho vzduchu za kompresorom sa používa rovnica vyjadrujúca statickú izoentropickú účinnosť kompresoru

$$\eta_{isK} = \frac{\left(\frac{p_{K2}}{p_{K1}}\right)^{\frac{(\kappa-1)}{\kappa}} - 1}{\frac{T_{K2} - T_{K1}}{T_{K1}}} \quad [-] \quad (2.4)$$

Potom teplota plniaceho vzduchu za kompresorom sa úpravou rovnice (2.4) vypočíta zo vzťahu

$$T_{K2} = T_{K1} + \frac{T_{K1}}{\eta_{isK}} \left[\left(\frac{p_{K2}}{p_{K1}}\right)^{\frac{(\kappa-1)}{\kappa}} - 1 \right] \quad [\text{K}] \quad (2.5)$$

V súčasnej dobe sa vyrábajú motory s vysokým stupňom preplňovania, a teda aj s chladením plniaceho vzduchu, ktorým sa znižuje teplota vzduchu a v saní motora, čo má za následok nie len zvýšenie hustoty plniaceho vzduchu, ale aj zníženie teplotnej hladiny pracovného procesu vo valci pre rovnaké zaťaženie motora alebo pri rovnakej teplote procesu umožní zaťaženie motora zvýšiť.

Teplotu plniaceho vzduchu s saní motora je pre výpočet a stanovenie parametrov nutné určiť. Podľa skúseností z prevádzky rady preplňovaných motorov je možné teplotu plniaceho vzduchu za chladičom T_{pl} zvoliť o 15 až 20 K vyššiu než je teplota chladiacej vody na vstupe do chladiča vzduchu T_{w1}

$$T_{pl} = T_{w1} + (15 \div 20 \text{ K}) \quad [\text{K}] \quad (2.6)$$

z čoho vyjde požiadavka na účinnosť a veľkosť chladiča plniaceho vzduchu. Chladiče vzduchu sa dnes vyrábajú sériovo a sú známe ich veľkosti a ochladzovacie účinnosti. Na základe experimentálnych výsledkov môžeme ochladzovaciu účinnosť vyjadriť vzťahom

$$\eta_{ch} = \frac{T_{K2} - T_{pl}}{T_{K2} - T_{w1}} \quad [-] \quad (2.7)$$

a z toho teplota v saní motora

$$T_{pl} = T_{K2} - \eta_{ch}(T_{K2} - T_{w1}) \quad [\text{K}] \quad (2.8)$$

Do rovnice (2.8) sa dosadí za teplotu T_{K2} výraz z rovnice (2.5) a vznikne vzťah

$$T_{pl} = (1 - \eta_{ch})T_{K2} \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{isK}} \left[\left(\frac{p_{K2}}{p_{K1}} \right)^{\frac{(\kappa-1)}{\kappa}} - 1 \right] \right\} + \eta_{ch}T_{w1} \quad [\text{K}] \quad (2.9)$$

z ktorého sa za predpokladu znalosti účinnosti η_{isK} a η_{ch} , teploty vody na vstupe do chladiča T_{w1} a uvažovaného stlačenia v kompresore p_{K2}/p_{K1} určí teplota plniaceho vzduchu v saní motora.

2.2.3 Určenie tlaku plniaceho vzduchu [2]

Spojením rovníc (2.3), (2.6) a (2.5) dostaneme pre prepĺňovaný motor bez chladenia plniaceho vzduchu rovnicu

$$p_{pl} = \rho_{pl} r T_{K1} \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{isK}} \left[\left(\frac{p_{K2}}{p_{K1}} \right)^{\frac{(\kappa-1)}{\kappa}} - 1 \right] \right\} \quad [\text{Pa}] \quad (2.10)$$

Ak ide o prepĺňovaný motor s chladením plniaceho vzduchu, potom do rovnice (2.3) miesto rovnice (2.5) rovnicu (2.9) a dostaneme výraz

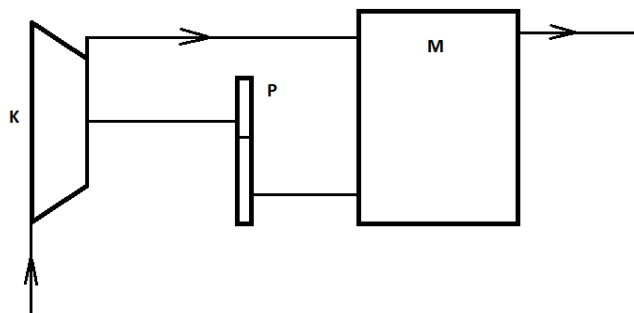
$$p_{pl} = \rho_{pl} r \left[(1 - \eta_{ch})T_{K1} \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{isK}} \left[\left(\frac{p_{K2}}{p_{K1}} \right)^{\frac{(\kappa-1)}{\kappa}} - 1 \right] \right\} + \eta_{ch}T_{w1} \right] \quad [\text{Pa}] \quad (2.11)$$

Tlak pred sacími ventilmi p_{pl} je nižší než tlak plniaceho vzduchu na výstupe z kompresoru o tlakovú stratu v chladiči vzduchu a v príslušných potrubíach, ktorá je pri rôznych stupňoch prepĺňovania od 1,5 až do 4 kPa. O hodnotu tlakovej straty potrebné zvýšiť vypočítaný plniaci tlak p_{pl} , aby sme dosiahli dostali plniaci tlak na výstupe z kompresoru.

3 Pracovné obehly preplňovaných spaľovacích motorov

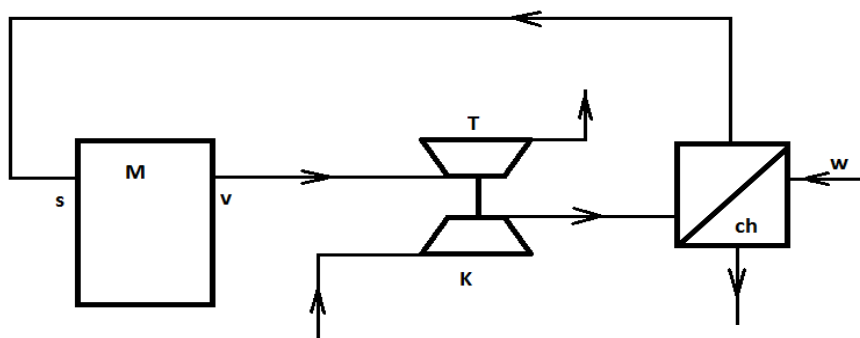
K preplňovaniu spaľovacích motorov sa používajú rôzne druhy kompresorov, ktoré budú detailnejšie rozobraté v kapitole 4. K potrebám problematiky pracovných obehov bude stačiť zatiaľ uviesť základné rozdelenie:

- a) mechanicky poháňaný kompresor od kľukovej hriadele motora, spojenej s motorom, na obr. 1 vidieť schému spojenia s motorom,



Obr. 1. Schéma preplňovania kompresorom mechanicky poháňaným od spaľovacieho motora, upravené [2] m – motor, p – prevodovka, k – kompresor.

- b) kompresor poháňaný turbínou využívajúcou pre svoj pohon energiu výfukových plynov z motora – spalín. Turbína a kompresor sú na spoločnej hriadeľi. Spojenie s motorom ukazuje obr. 2,



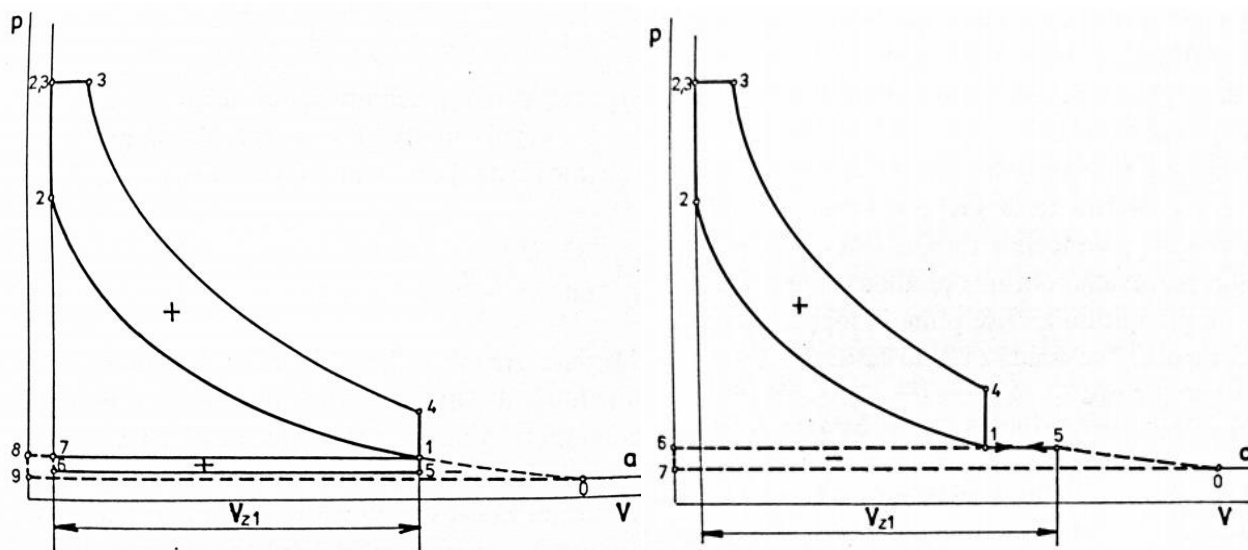
Obr. 2. Schéma preplňovania spaľovacieho motora turbodúchadlom s chladením plniaceho vzduchu, upravené [2] m – motor (s – nasávanie, v – výfuk), t – turbína, k – kompresor, ch – chladič, w – prívod chladiacej kvapaliny.

3.1 Ideálne pracovné cykly [2]

Na obr. 3 sú teoretické p-V cykly preplňovaných spaľovacích motorov s vyznačením práce pre pohon mechanicky poháňaného kompresoru. Časť výkonu motora pripadá na pohon kompresoru znázornenými plochami 0-1-8-9-0 (vpravo) a 0-5-1-6-7-0 (vľavo). O túto energiu sa vlastne zmenší energia daná plochou indikátorového diagramu, čo znamená zníženie užitočného výkonu motora.

Motory preplňované turbodúchadlom teoreticky pracuje s predĺženou expanziou a s odvodom tepla pri $p = \text{konst.}$ do voľnej atmosféry. Expanzia spalín vo valci pokračuje

v turbíne. Na obr. 4 je znázornení diagram ideálneho pracovného obeh s predĺženou expanziou. Využíva sa plne energie plynu prúdiaceho z valca priamo v lopatkách turbíny.

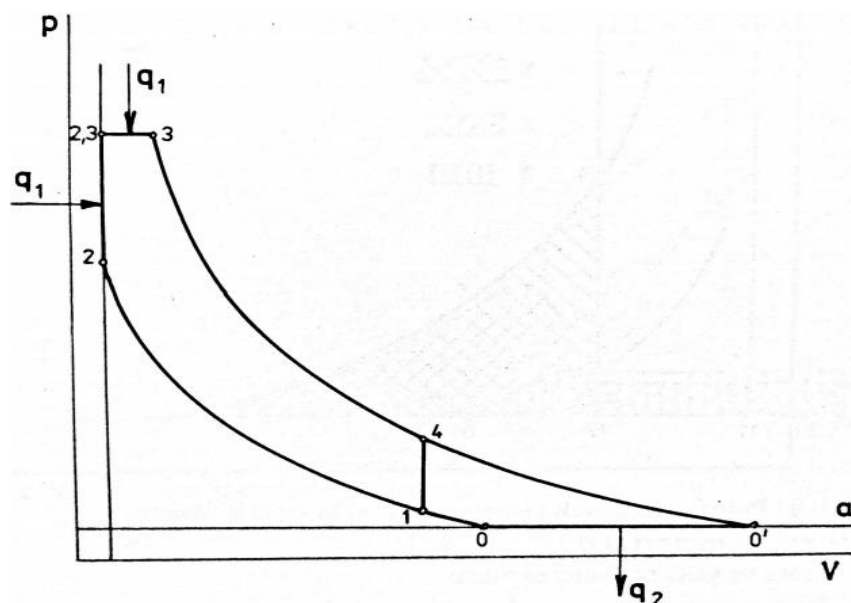


Obr. 3. Teoretický pracovný obeh štandardného (vpravo) resp. dvojdobého (vľavo) spaľovacieho motora s mechanicky poháňaným kompresorom [2].

Pracovný obeh na obr. 4 sa skladá z týchto častí:

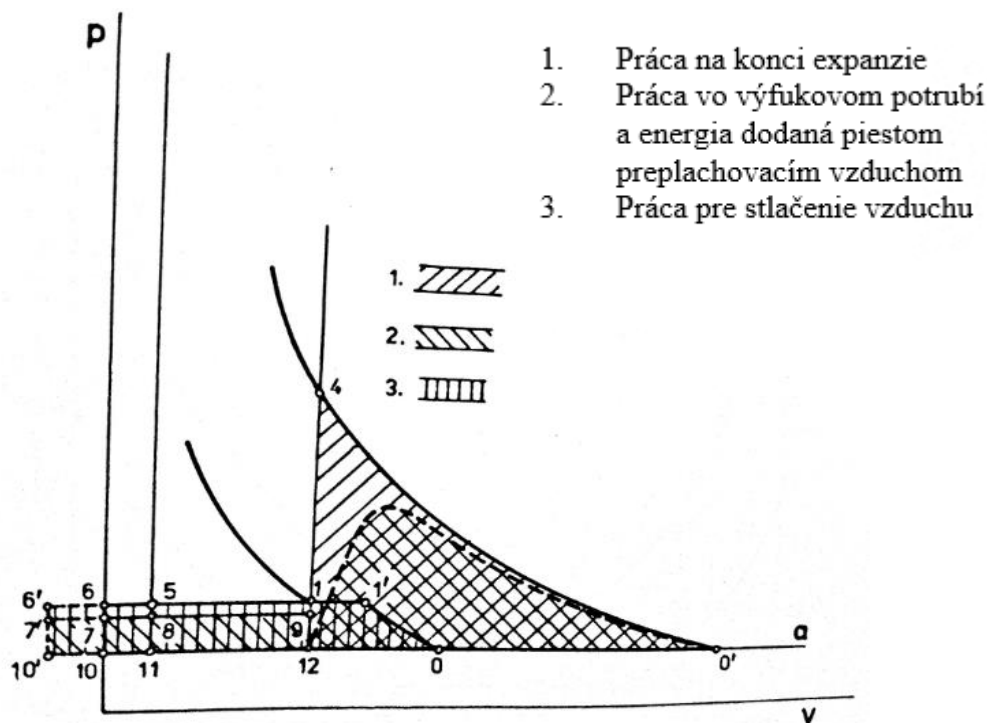
- 0-1 stlačenie v kompresore,
- 1-2 kompresia vo valci,
- 2-2', 3-3' zmiešaný prívod tepla,
- 3-4 expanzia vo valci,
- 4-0' predĺžená expanzia vo valci, vo výfukovom potrubí a v turbíne,
- 0'-0 odvod tepla pri $p = \text{konst.}$

Pracovný obeh na obr. 4 je ideálny prípad.



Obr. 4. Teoretický pracovný obeh spaľovacieho motora s predĺženou expanziou [2].

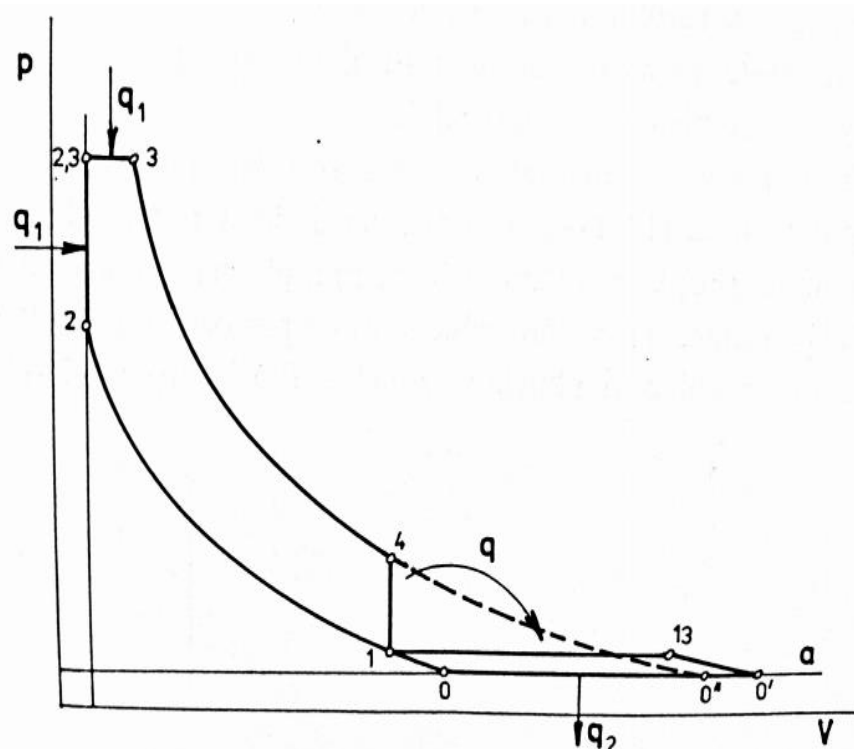
Takto by mohol pracovať iba ideálny výfukový stroj, u ktorého sa po dosiahnutí dolnej úvrate piestom spaľovacieho motora, otvorí naraz výfuk a piest výfukového stroja využije celú energiu dokonalou expanziou na tlak p_0 . Pretože však rýchlosť otvárania a prierez skutočného rozvodového orgánu prierez sú obmedzené a výfukové potrubie má určitú dĺžku, dostane sa k turbíne iba časť využiteľnej energie, ktorá je na obr. 5 znázornená čiarkovane.



Obr. 5. Práca výfukových plynov s využitím kinetickej energie pri predĺženej expanzii [2].

U skutočného motora sa následkom strát využije len časť energie, preto je dôležité aby bol prenos energie z valca motora k turbíne čo najdokonalejší. Záleží to na konštrukcii výfukového systému medzi valcom a turbínou. Na obr. 5 sú vyznačené plochy ktoré zvyšujú energiu pre turbínu 12-11-8-9 je energia dodaná piestom, 11-10-7-8 je energia dodaná preplachovacím vzduchom a 0-10-6-1'-0 plocha, ktorá udáva energiu potrebnú pre stlačenie plniaceho vzduchu v kompresore. Úsek 1-1' znázorňuje chladenie plniaceho vzduchu. Plocha 10-10'-7'-6'-6-7-10 znázorňuje zväčšenie energie na preplachovanie vzduchom v prípade, že prejde spaľovacím priestorom viac vzduchu, než je potrebné k preplachovaniu.

Okrem uvedeného prípadu s využitím pulzačnej energie výfukových plynov sa u motora preplňovaného turbodúchadlom používa tiež rovnotlakého výfukového systému. V tomto prípade je tlak spalín pred turbínou udržiavaný na konštantnej hodnote, čoho sa dosiahne použitím zberného výfukového potrubia o určitom objeme, do ktorého vyúsťujú výfuky všetkých valcov. Na obr. 6 je znázornený ideálny pracovný obeh s rovnotlakou prevádzkou turbíny.



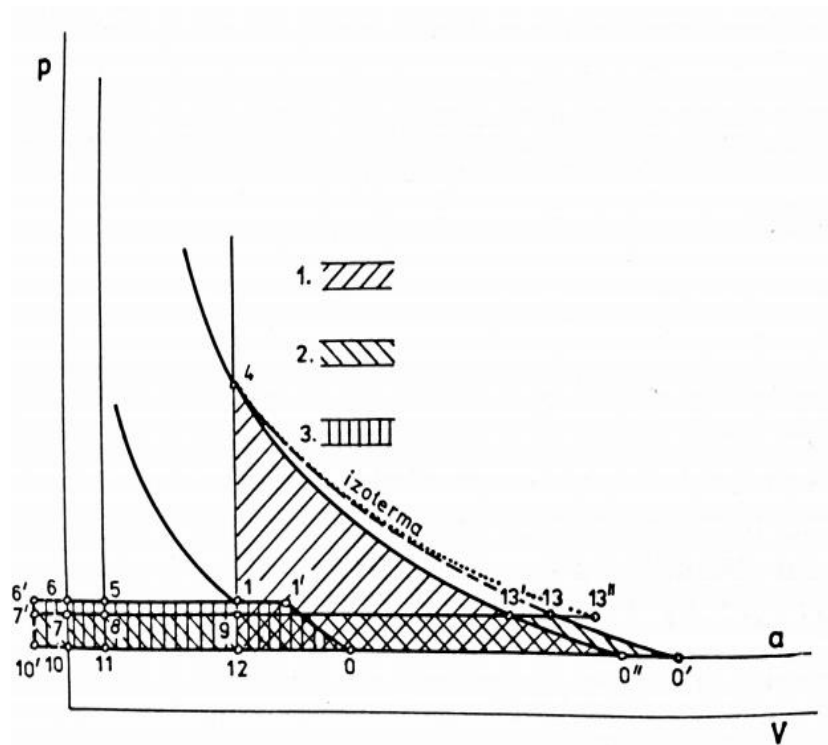
Obr. 6. Ideálny pracovný obeh s rovnotlakou prevádzkou [2].

Pracovný obeh na obr. 6 sa skladá z týchto zmien:

- 0-1 stlačenie v kompresore,
- 1-2 kompresia vo valci,
- 2-2, 3-3 zmiešaný prívod tepla,
- 3-4 expanzia vo valci,
- 4-1 odvod tepla pri $V = \text{konst.}$, čo odpovedá výfuku plynov z valca do zberného potrubia,
- 1-13 prívod rovnakého množstva tepla k turbíne pri $p = \text{konst.}$

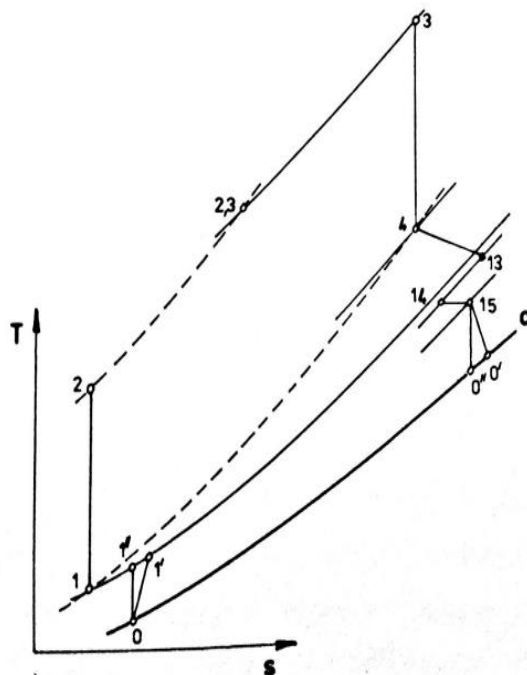
Priebeh 4-1-13 odpovedá výfuku plynov z valca do zberného potrubia a ich vzájomného zmiešania. Čiara 13-0' predstavuje expanziu v turbíne a čiara 0'-0'' odvod tepla pri $p = \text{konst.}$ Bod 13 ležiaci vpravo od izoentropy 4-0'' udáva stav pred turbínou.

Energetickú bilanciu turbodúchadla pri rovnotlakej prevádzke ukazuje diagram na obr. 7. Plocha 1-4-13'-0''-10-7-9-1 v p-V diagrame udáva energiu, ktorá je k dispozícii pre pohon turbíny vo valci motoru na konci expanzie. Z toho plocha 12-11-8-9-12 predstavuje energiu dodanú piestom a plocha 11-10-7-8-11, popr. 11-10'-7'-8-11, dodanú preplachovacím vzduchom. Plocha 0-10-6-1'-0'' udáva energiu potrebnú pre stlačenie vzduchu v kompresore. Táto energia je krytá energiou výfukových plynov, znázornenou na obr. 7 plochou 0'-10-7-13-0''. Je to energia, ktorá je k dispozícii pre turbínu vo výfukovom potrubí. Úsek 1'-1 predstavuje chladenie plniaceho vzduchu.



Obr. 7. Práca výfukových plynov s konšt. tlakom pred turbínou pri predĺženej expanzii [2].

Pre podrobnejšie teoretické posúdenie obehu v oblasti turbodúchadla je lepšie znázorniť ho v T-s diagrame. Hlavne na strane turbíny je možné detailnejšie posúdenie. Schematicky je obeh zakreslený na obr. 8. Kompresné a expanzné priebehy v turbodúchadle sú uvažované už za predpokladu určitej účinnosti, ide teda o ilustračný diagram.



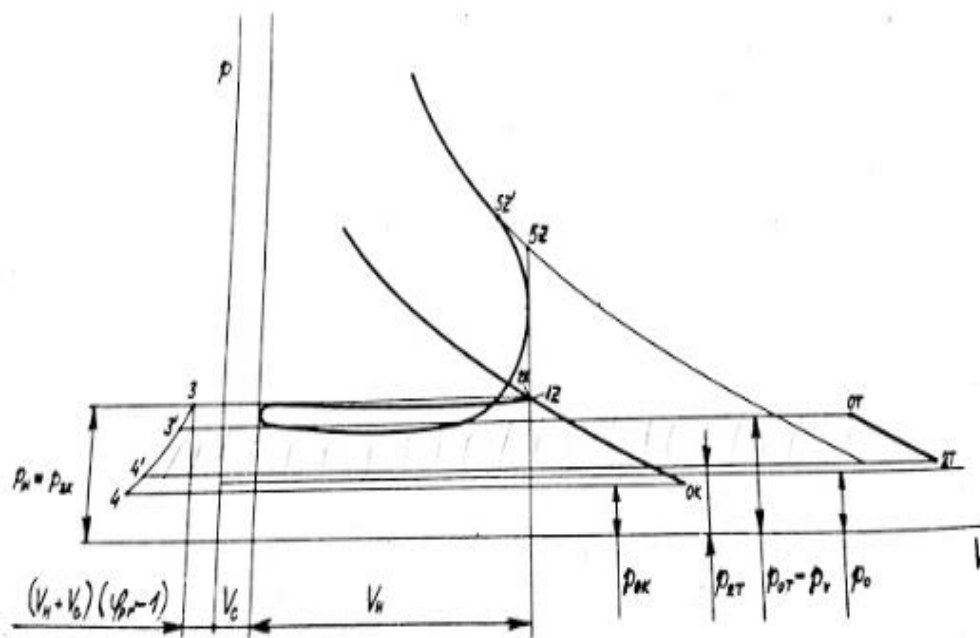
Obr. 8. Podrobnejšie znázornenie priebehov v oblasti turbodúchadla v T-s diagrame [2].

0-1'	skutočné stlačenie v kompresore,
1'-1	ochladzovanie plniaceho vzduchu,
1-2	kompresia vo valci motora,
2-2', 3-3'	zmiešaný prívod tepla,
3-4	expanzia vo valci,
4-13	zmena stavu pri výtoku spalín z valca,
13-14	miešanie spalín v stave 13 s plniacim vzduchom v stave 1, uniknutým do výfuku pri vyplachovaní,
14-15	izotermická zmena stavu vo výfukovom potrubí medzi valcom a turbínou,
15-0'	skutočná expanzia v turbíne turbodúchadla.

3.2 Skutočný obeh preplňovaného štvordobého motoru [1]

Skutočný dej sa od ideálneho líši predovšetkým tým, že ide o nevratný obeh so skutočným plynom, kde dochádza k výmene náplne valca, prívod energie je uskutočnený horením zmesi, kompresné a expanzné deje sú polytropické a s premennými exponentmi polytropy atď. Spodná časť takého skutočného cyklu je znázornená na obr. 9.

U cyklu nie je uvažované chladenie plniaceho vzduchu. Plocha priliehajúca ku kompresnej krivke kompresoru turbodúchadla 0K-2K, predstavuje prácu kompresoru vynaloženú na stlačenie plniaceho vzduchu. Časť tejto plochy nachádzajúca sa v zápornom poli objemu, predstavuje energiu vloženú do preplachovacieho vzduchu, ktorý pri prekrížení ventilov prešiel do výfukového traktu. Plocha 0T-2T-4'-3'-0T predstavuje prácu turbíny turbodúchadla, ktorú poháňa kompresor.



Obr. 9. Spodná časť reálneho cyklu štvordobého preplňovaného motoru [1].

4 Kompresory používané k preplňovaniu

Kompresory alebo dúchadlá používané k preplňovaniu spaľovacích motorov, je možné rozdeliť do dvoch skupín:

- 1) Dúchadlá objemové, poháňané mechanicky od motora
 - a) piestové,
 - b) rotačné objemové.
- 2) Dúchadlá prúdové, poháňané mechanicky od motora aj ako turbodúchadlá
 - a) axiálne,
 - b) radiálne.

Tie mechanicky poháňané sa používajú hlavne u dvojdobých motorov, kde je ich funkciou predovšetkým preplachovanie pri kombinovanom preplňovaní. Je nutné počítať s tým, že sami o sebe znižujú mechanickú účinnosť motora a tiež je nutné počítať so stratami v pružných členoch a protišmykových spojkách, ktoré chránia dúchadlo aj motor pred poškodením pri náhlej zmene otáčok. [1]

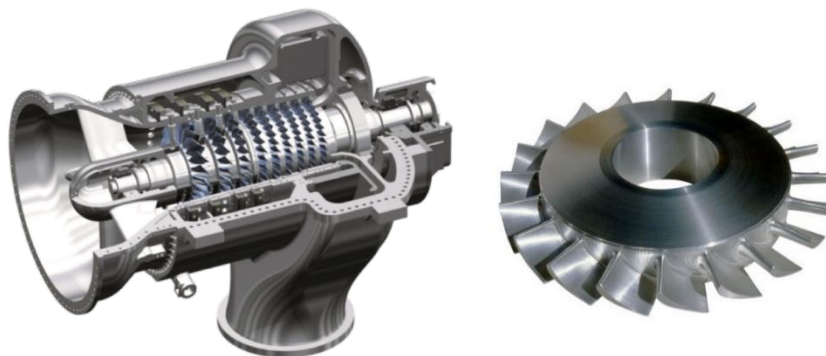
4.1 Prúdové kompresory

Prúdové kompresory nemusia byť nutne poháňané mechanicky, kľukovým hriadeľom motora, ba naopak. Pri preplňovaní spaľovacích motorov sa častejšie používa spojenie s turbínou, ktorá využíva energiu spalín.

4.1.1 Axiálne kompresory

Axiálny kompresor je kompresor do ktorého prúdi nasávaný vzduch paralelne na osu rotácie. Je vhodný na vysoký hmotnostný prietok, pracuje pri vysokých obvodových rýchlostiach a teda aj otáčkach, avšak v jednom stupni axiálneho kompresoru dôjde k relatívne malému pomernému stlačeniu vzduchu. Z tohto dôvodu sa používa viacstupňový axiálny kompresor, čo zvyšuje nároky na priestor a zároveň zvyšuje cenu.

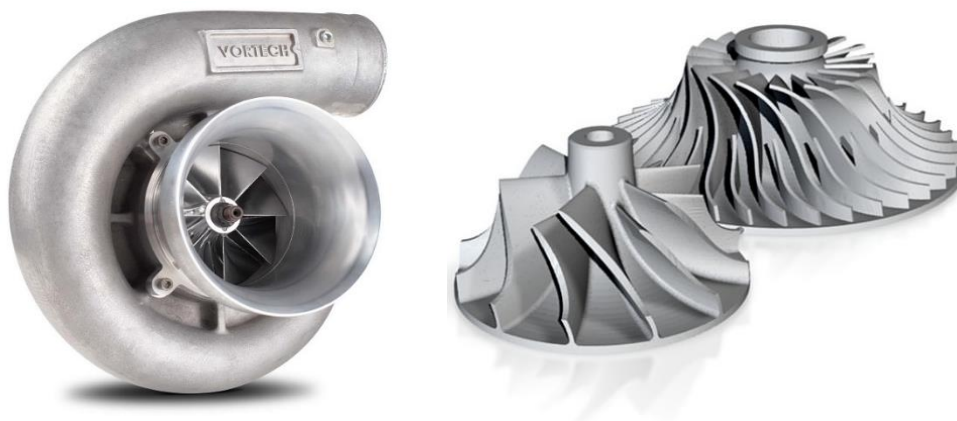
Každý stupeň sa skladá z rotoru a statoru. Rotujúce lopatky sú uchytené po obvode rotora poháňaného hriadeľom od turbíny a vytvárajú medzikružie, ktorým prúdi vzduch k nepohyblivým lopatkám – k statoru. Vzduch pri priechode každým stupňom je striedavo rotorovými lopatkami zrýchľovaný a následne postupuje do statorových kanálov, v ktorých sa znižuje rýchlosť a zvyšuje tlak. [3]



Obr. 10. Axiálny kompresor (vľavo) [7] a kolo axiálneho kompresoru (vpravo) [12].

4.1.2 Radiálne kompresory

Radiálny kompresor dosahuje dostatočné stlačenie vzduchu v jednom stupni, preto má jednoduchšiu konštrukciu a malú hmotnosť, čo znamená nižšie výrobné náklady. Rozmery kompresorovej skrine a obvodové rýchlosti resp. otáčky kompresorového kola závisia od požadovaných výstupných parametrov. Menšie rozmery kompresoru a vyššie otáčky znamenajú nižší kompresný pomer.

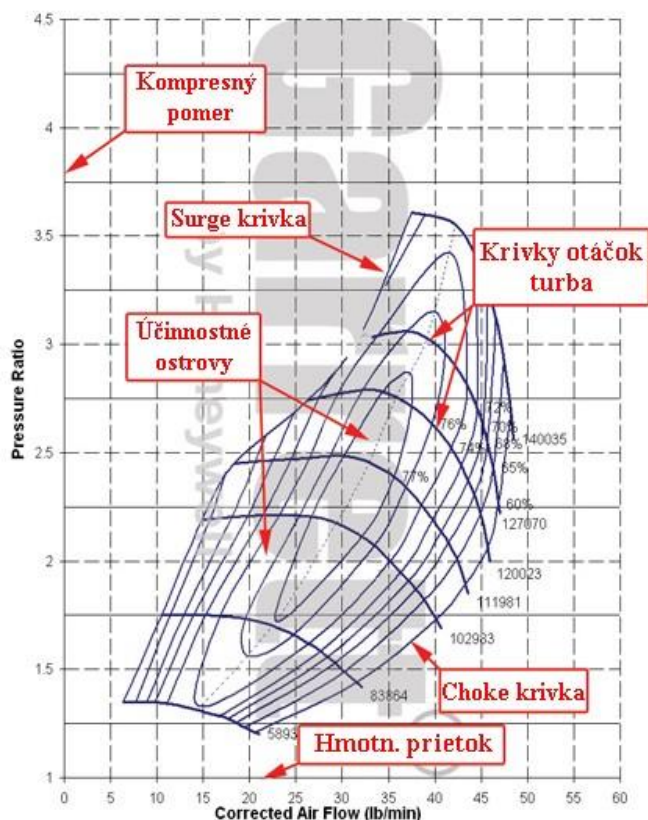


Obr. 11. Radiálny kompresor [9] a kolá radiálneho kompresoru [10].

Radiálny kompresor má koliesko umiestnené v plášti kompresoru. To je poháňané buď radiálnym alebo axiálnym stupňom turbíny a vzduch vstupuje strednou osovou časťou [3]. Kolo kompresoru udelí svojím rotačným pohybom kinetickú energiu pretekajúcemu vzduchu. Ten je tlačný do difúzorovej časti kompresoru. Tu sa mení väčšina kinetickej energie vzduchu z obežného kola na tlakovú – prudko sa zníži rýchlosť média a narastie tlak a teplota. Funkciou špirálovej skrine je odvod vzduchu po celom obvode difúzoru do výstupného hrdla. V oboch sa premení zvyšok kinetickej energie, nabitej z obežného kola, na tlakovú za mierneho zvýšenia teploty.

5 Spolupráca kompresoru turbodúchadla s motorom

Pri spolupráci plniaceho kompresoru a preplňovaného spaľovacieho motora musí kompresor dodávať vždy hmotnostný prietok vzduchu s takou hustotou, ktorý motor pri jednotlivých otáčkach a záťaži vyžaduje, podľa momentovej alebo výkonovej charakteristiky. Keďže spaľovací motor a kompresor majú rozdielne prietokové charakteristiky, je nutné ich dokonalo zladíť. Do charakteristiky kompresoru sa preto zakreslí hutnostná (odberová) charakteristika preplňovaného motora a umiestni sa do oblasti, kde by sa využila maximálna účinnosť kompresoru. [1]



Obr. 12. Príklad kompresorovej mapy [11]. Choke krivka – ak je pracovný bod vpravo od krivky, na výstupe z kompresoru je veľmi nízky tlak a plyn má príliš vysokú rýchlosť. Surge krivka – ak je pracovný bod vľavo od krivky, dochádza vplyvom veľkého tlakového rozdielu (p_{2c}/p_{1c}) k spätnému nasávaniu vzduchu na výstupe z kompresoru.

Prispôbenie plniaceho kompresoru motoru, ktorý pracuje prevažne pri stálych otáčkach, znamená posunúť krivku hutnosti motora pri týchto otáčkach tak, aby prebiehala pokiaľ možno zhodne s parabolou maximálnej účinnosti kompresoru, t.j. krivkou, spájajúcou body charakteristiky kompresoru o maximálnej izoentropickej účinnosti.

U motorov, pracujúcich v širokej oblasti otáčok a záťaže (napr. vozidlové motory), je potrebné položiť celú prevádzkovú oblasť motora do oblasti charakteristiky kompresoru pokiaľ možno najvyššej účinnosti. Pritom však je nutné, aby krivka hutnosti popr. prevádzková oblasť motora bola dostatočne vzdialená od stacionárnej medze pumpovania kompresoru. [1]

6 Spolupráca kompresoru s turbínou

Turbína a kompresor sú spojené mechanicky. Aby mohli spolu s motorom pri preplňovaní fungovať, musí byť výkon kompresoru turbodúchadla krytý výkonom turbíny.

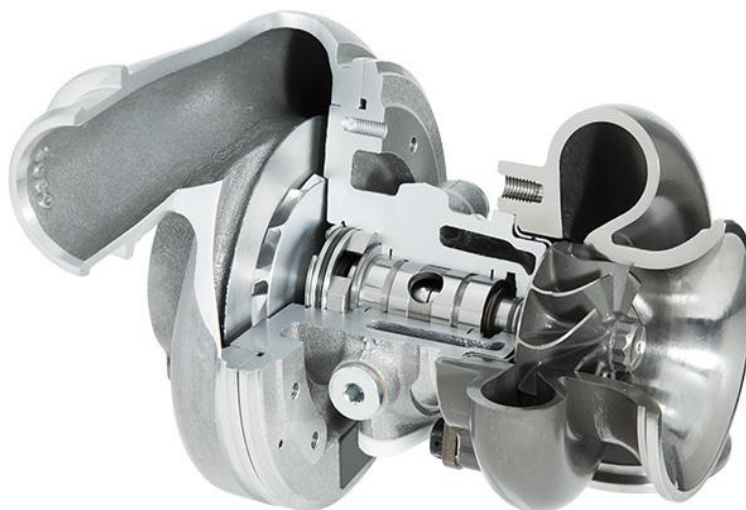
Hmotnostné množstvo plynov, ktoré prejde turbínou \dot{m}_T je v určitom vzťahu k hmotnostnému množstvu vzduchu dodaného kompresorom \dot{m}_K . Spravidla sa tieto hmotnostné prietoky, po započítaní hmotnosti paliva privedeného do motoru k hmotnostnému prietoku kompresoru, rovnajú. [2] Vstrek paliva činí podľa [1] 3 až 5 %.

7 Turbodúchadlo

Ako už bolo uvedené turbodúchadlo je kompresor poháňaný turbínou, ktorá využíva energiu výfukových plynov spaľovacieho motora.

7.1 Konštrukcia turbodúchadla s radiálnym kompresorom

Spaliny vstupujú na turbínu, roztáčajú kolo pevne spojené s hriadeľom. Hriadeľ je uložený v ložisku v centrálnej skrini s olejovým – mazacím a vodným – chladiacim okruhom, s ktorým ložisko neprichádza do kontaktu. Centrálna skriňa je kvôli mazaciemu okruhu izolovaná od turbínovej aj kompresorovej strany. Na druhom konci hriadeľa sa nachádza pevne pripevnené kompresorové kolo.



Obr. 13. Turbo s radiálnym kompresorom (vľavo) a s radiálnou turbínou (vpravo) [15].

7.2 Turbíny a ich regulácia

Turbínu turbodúchadla poháňajú výfukové plyny preplňovaného motora. Môžeme hovoriť o impulznej turbíne alebo impulznej prevádzke turbíny ak privádzame spaliny vo forme

tlakových a teplotných impulzov. V dôsledku prerušovaného impulzu výfukového plynu vracajúceho sa z motora (pumpovania) pracuje turbína turbodúchadla s nestabilným vstupom. Výrazne sa to prejavuje pri prechodných otáčkach motora. Z dynamického hľadiska je reakcia na tieto prechodové stavy veľmi dôležitá. Preto sú pre aplikácie turbodúchadiel prospešné všetky technológie ktoré zlepšujú účinnosť v širokom rozsahu pracovných režimov ako aj prechodové stavy - jednou z takých technológií je napríklad turbína so zmiešaným tokom. [13] [1]

Ak je stav plynov pred turbínou ustálený, hovoríme o rovnotlakej turbíne alebo rovnotlakej prevádzke turbíny.

7.2.1 Axiálna turbína

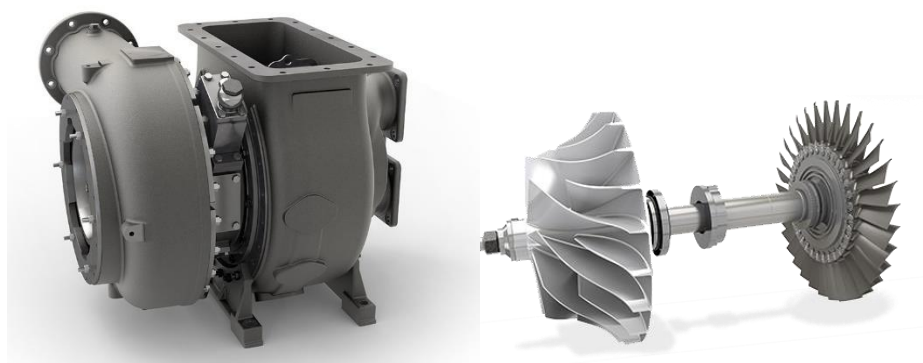
Hlavný rozdiel medzi radiálnou a axiálnou turbínou je v smere prúdenia vstupujúceho plynu. U radiálnej turbíny vstupujú spaliny kolmo k ose hriadeľu, zatiaľ čo u axiálnej je smer vstupu paralelne s hriadeľom.

Radiálna turbína dosahuje expanzný pomer cca 9/1 už v jednom stupni, pričom axiálna by potrebovala minimálne dva až tri stupne na dosiahnutie tohto pomeru. Tento rozdiel sa dá vysvetliť nasledujúcou rovnicou

$$W_s = u_2 \cdot c_{2w} - u_3 \cdot c_{3w} \quad [\text{m.s}^{-1}]^2 \quad (7.1)$$

kde W_s	$[\text{m.s}^{-1}]^2$	je práca jedného stupňa turbíny,
u_2	$[\text{m.s}^{-1}]$	vstupná obvodová rýchlosť na lopatke,
c_{2w}	$[\text{m.s}^{-1}]$	tangenciálna zložka absolútnej rýchlosti na vstupe,
u_3	$[\text{m.s}^{-1}]$	výstupná obvodová rýchlosť na lopatke,
c_{3w}	$[\text{m.s}^{-1}]$	tangenciálna zložka absolútnej rýchlosti na výstupe.

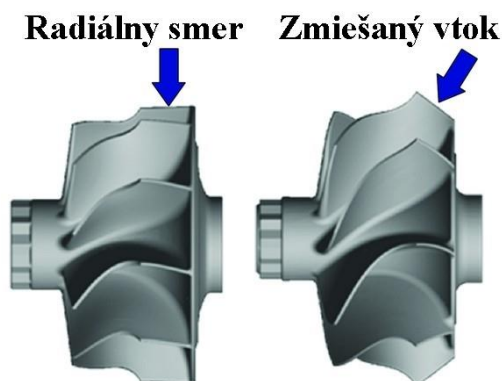
U axiálnej turbíny sú u_2 a u_3 takmer rovnaké ale u radiálnej je u_2 vyššia ako u_3 . Z rovnice 7.1 teda vyplýva, že práca jedného stupňa turbíny bude, pri rovnakej zmene absolútnej rýchlosti, väčšia u radiálnej turbíny. [24] V aplikácii s turbodúchadlom, kde sa často kladie dôraz na čo najmenšie možné rozmery, je teda vhodnejšie voliť radiálny stupeň turbíny.



Obr. 14. Turbodúchadlo s radiálnym kompresorom a axiálnou turbínou. Turbínová časť sa nachádza na pravej strane turbodúchadla [19].

7.2.2 Radiálny turbína a turbína so zmiešaným vtokom

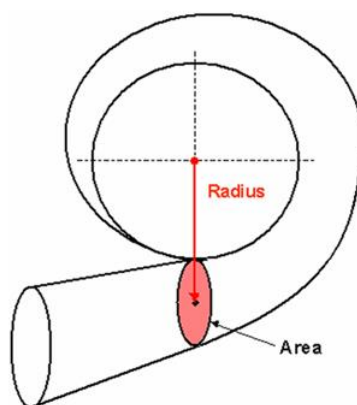
U radiálne dostredivej turbíny je sator tvorený vstupnou turbínovou skriňou, ktorá v radiálnom smere prechádza buď v bezlopatkovú rozvádzaciú časť alebo je na tomto mieste uložené lopatkové rozvádzacie kolo (viď 7.2.3). Spaliny prichádzajú do turbínovej skrine a následne čiastočne expandujú a zvyšia svoju rýchlosť v statore, za ktorým nasleduje rotor. V rotore (obežnom kole) turbíny expanduje zvyšok energie spalín. [1]



Obr. 15. Obežné kolá turbíny - radiálne (vľavo) a zmiešaný vtok (vpravo) [13].

Dôležitým geometrickým parametrom radiálnej turbínovej skrine je parameter A/R , pričom dôvodom je aj to, že v praxi, je výhodné počítať turbínu tzv. off-design modelom výpočtu, čo znamená, že vstupom sú geometrické parametre a teplota/tlak výstupnými parametrami. Tento druh modelu umožňuje vedieť, ako sa bude existujúci stroj, ktorý je dimenzovaný pre určený konštrukčný bod správať, ak sa tento konštrukčný bod v prevádzke opustí. [13]

Definícia A/R sa najlepšie pochopí podľa obr. 16. Ide o pomer plochy vstupu do turbíny a polomeru od stredu obežného kola k stredu tejto plochy. Keby sme sa približovali prstom po trase „slimáka“ od vstupnej plochy smerom k obežnému kolu, pomer A/R by sa nemal meniť.



Obr. 16. Definícia A/R parametru [30].

A/R ovplyvňuje reakčný čas turbodúchadla (turbo lag) a maximálny prietok vzduchu. Zvýšením pomeru A/R sa reakčný čas predĺži ale zvýši sa výkon, keďže sa umožní prietok väčšieho množstva vzduchu. [14]

Turbína so zmiešaným vtokom sa používa u menších a stredne veľkých turbodúchadiel a v tejto aplikácii býva turbína tvorená iba jedným radiálne axiálnym stupňom. Radiálne axiálna turbína býva spravidla vybavená špirálnou skriňou s tangenciálnym prívodom výfukových plynov. Expanzia v statore prebieha čiastočne už v špirálnej skrini a pokračuje v bezlopatkovom rozvádzači alebo v lopatkovej rade s ohnutými lopatkami alebo lopatkami priamymi. [25]

7.2.3 Spôsoby regulácie radiálnej resp. radiálne axiálnej turbíny

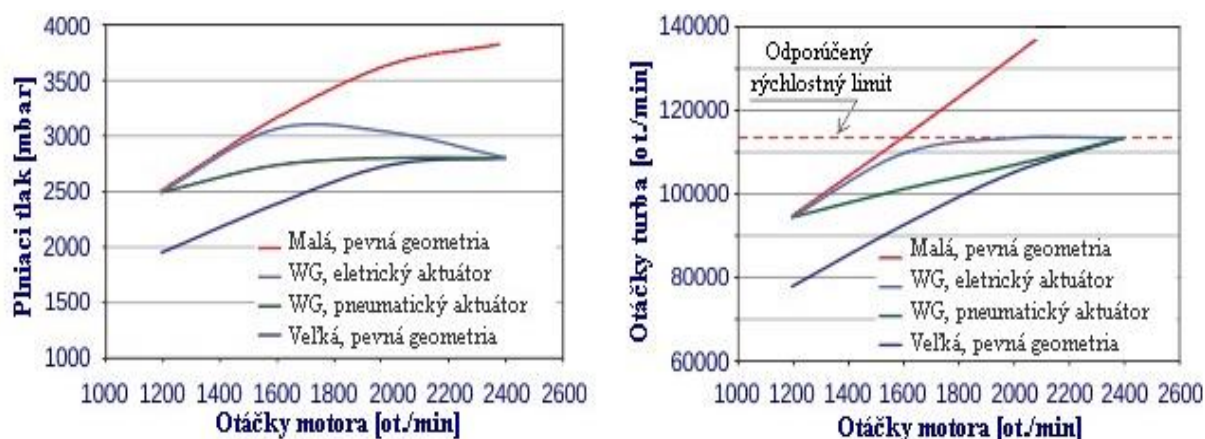
Najjednoduchšie na reguláciu je turbodúchadlo, ktoré má pevne spojený turbínový rotor s kompresorovým, na riadenie plniaceho tlaku sa nepoužívajú žiadne mechanizmy a je optimalizované pre konkrétny prevádzkový stav. Turbína takéhoto turbodúchadla sa však musí rozmerovo predimenzovať aby ani pri najvyšších prietokových podmienkach neposkytlo turbodúchadlo nadmerný plniaci tlak. Zväčšenie turbínovej skrine však môže priniesť v aplikáciach mnoho problémov, najmä čo sa týka umiestnenia turbodúchadla na motore a tejto zostavy v zariadení či zvýšené náklady na drahý žiaruvzdorný materiál. Preto radšej volíme turbínové skrine s možnosťou regulácie množstva vstupných spalín a teda plniaceho tlaku.

Wastegate – *bypass výfukových plynov (pevná geometria)*. Pridanie odtokového ventilu (bypassu), ktorý umožňuje odtok výfukového plynu z turbíny je najbežnejším spôsobom ako regulovať plniaci tlak turbíny s pevnou geometriou. Vo väčšej aplikácii to umožňuje použitie menšej veľkosti turbíny alebo menšieho pomeru A/R s pevnou geometriou, ktorý je schopný poskytnúť väčší výkon kompresoru pri nižších prietokoch výfukových plynov. Tiež sa významne zlepšuje odozva na prechodové stavy vďaka zlepšenej účinnosti prúdenia ako aj nízkej rotačnej zotrvačnosti turbodúchadla. [5]



Obr. 17. Turbínová skriňa s odtokovým ventilom [18].

Na obr. 19 predstavuje modrá krivka turbodúchadlo s turbínou s pevnou geometriou, zatiaľ čo červená krivka predstavuje turbodúchadlo s menšou turbínou s pevnou geometriou. Ani jedna z týchto turbín nemá odtokový ventil. Z obrázku je zjavné, že turbodúchadlo s menšou turbínou by prekročilo svoju nadimenzovanú rýchlosť a preplnilo motor pri relatívne nízkych otáčkach motora. Pridanie wastegatu do turbodúchadla s menšou turbínou môže výrazne zlepšiť režim plnenia pri nižších otáčkach motora, pričom sa zabráni nadmernému preplneniu a prekročeniu dimenzovaných otáčok turbodúchadla pri vyšších rýchlostiach. Stupeň zlepšenia režimu plnenia závisí od toho, ako dobre je wastegate kontrolované riadený (napr. pneumatickým alebo elektrickým aktuátorom). [5]

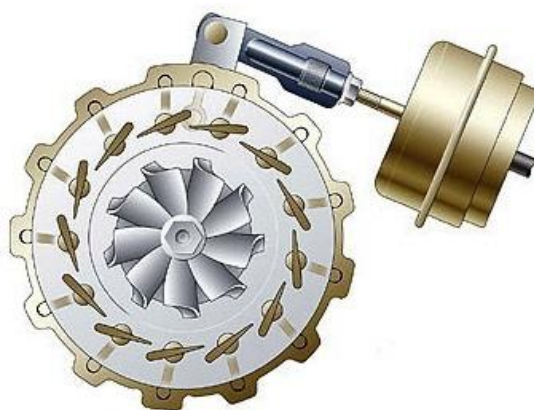


Obr. 18. Porovnanie režimov plnenia turbín [5]. WG – wastegate

VNT – *variabilne natáčacie lopatky (premenlivá geometria)*. Regulácia pomocou VNT umožňuje používať menšie objemové motory bez zníženia výkonu.

Variabilne natáčacie lopatky sa pri nízkych otáčkach a nízkom prietoku spalín, pomocou aktuátora, nastaví do takej polohy aby redukovali časť hrdla a tak zvyšujú výkon a tlak. Pri plnom zaťažení motora a vysokom prietoku spalín zasa do polohy, kedy sa plocha prietochného hrdla zvyšuje, čím sa zabráňuje nadmernému prekročeniu otáčok turbodúchadla a udržiava sa tlak.

Poloha lopatiek môže byť riadená pneumatickým aktuátorom, kontrolovaným priamo tlakom v kompresore, alebo riadiacou jednotkou motora, ktorá vysiela pokyn na zmenu polohy lopatiek elektrickému aktuátoru. [16]



Obr. 19. Variabilná geometria turbíny - natáčacie lopatky statoru [17]. Na obrázku s pneumatickým aktuátorom, ktorý koná translačný pohyb a koriguje polohu lopatiek.

7.3 Ložiská

Ložiskové systémy turbodúchadiel sú často prehliadanou, ale kritickou súčasťou turbodúchadla. Správne navrhnutý systém ložísk môže definovať rozdiel medzi dizajnom ktorý funguje efektívne počas celej životnosti motora, a systémom ktorý je sužovaný problémami s trvanlivosťou. [4]

Systém ložiska musí byť tolerantný k:

Vysoké ťahové zaťaženie – vysoký posilňovací tlak pôsobiaci na kolo kompresoru môže spôsobiť značné prítlačné zaťaženie. V turbínach s premenlivou geometriou môže byť ťahové zaťaženie ešte vyššie v dôsledku schopnosti VGT zvýšiť plniaci tlak kompresoru v prípade nižšieho hmotnostného prietoku spalín. Nízky prietok VGT obvykle znamená malý priemer dýzy a nízky statický tlak pôsobiaci na kolo turbíny, ktorý nie je schopný významne kompenzovať zodpovedajúci ťah kompresoru.

Kontaminácia olejom – dlhšie intervaly výmeny motorového oleja a vyššie zaťaženie sadzami v dôsledku regulácie emisií motora, napríklad EGR, môžu viesť ku kontaminácii oleja, ktorá môže korodovať ložiskové povrchy.

Oneskorená dodávka oleja – nízke teploty okolia a dlhé prírodné kanály oleja môžu predĺžiť čas potrebný na to, aby sa mazací olej dopravil do turbodúchadla pri naštartovaní motora. Aj pri nízkych voľnobežných otáčkach krátko po naštartovaní motora môže byť rýchlosť turbodúchadla pomerne vysoká. Nedostatok oleja teda môže viesť k potencionálnym problémom s opotrebovaním ložiskového systému.

Horúce vypnutie – nepretržitá prevádzka pri vysokej teplote výfukového plynu, po ktorej nasleduje okamžité vypnutie motora bez voľnobehu, môže spôsobiť lokálne prehriatie a koksovanie oleja v ložiskovom telese a následné poškodenie povrchových plôch ložiska.

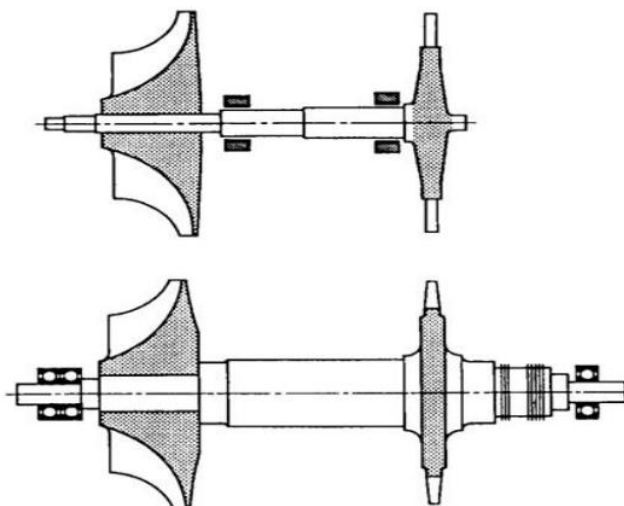
Ložiskové systémy turbodúchadiel sa vyvíjajú na základe zvýšeného tlaku na zníženie spotreby paliva a emisií. Novšie motory často požadujú vyššiu účinnosť turbodúchadla, ktorá sa v mnohých prípadoch dá čiastočne dosiahnuť znížením trecích strát spôsobených ložiskovým systémom. Trecie straty sa dajú ovplyvniť viskozitou oleja. Keď sa viskozita oleja zníži, a to buď použitím olejov s nízkou viskozitou alebo riedeným palivom počas dodatočného vstrekovania na regeneráciu DPF (filter pevných častíc), systémy ložiska turbodúchadla sa musia prispôbiť tak, aby sa udržala dynamika stability rotora a aby sa zabránilo zvýšenému opotrebovaniu. [4]

Požadované vlastnosti mazacieho oleja pre systém turbodúchadla:

- vysoká teplotná stabilita,
- nereaktívny s materiálom turbodúchadla a čerpadiel,
- odolný voči peneniu,
- nekorozívny,
- vysoký bod vzplanutia a nízky bod tuhnutia,
- dobrý index viskozity.

Pri veľkých motoroch sa používajú hlavne dva typy ložísk, môžu byť definované podľa ich uloženia.

1. Vonkajšie (outboard) ložisko
2. Vnútoré (inboard) ložisko



Obr. 20. Inboard ložiskový systém (hore) a outboard ložiskový systém (dole) [20].

7.3.1 Vonkajšie ložisko (outboard) [6]

V tomto prípade sú ložiská umiestnené mimo rotujúce lopatky turbíny a kompresoru, na hriadelí.

Používa sa kombinované ložisko guľôčkové a valčekové. Ložiská sú namontované v pružnom puzdre s laminárnymi pružinami, ktoré zabezpečujú axiálne a radiálne tlmenie a pri zastavení nedovoľujú chvenie ložiskovej plochy. Hlavnou výhodou guľôčkových a valčekových ložísk je to, že znamenajú minimálne trecie straty a teda menej produkovaného tepla. Sú však mimoriadne citlivé na rovnomerné prechodné zaťaženie a preto môžu za týchto podmienok rýchlo zlyhať.



Obr. 21. Guľôčkové ložisko (vľavo) [22] a valčekové ložisko (vpravo) [23].

Pre stredné a veľké turbodúchadlá ponúkajú outboard ložiská viac výhod ako napr.:

- sú ľahko prístupné pre účely údržby,
- vysoká účinnosť,
- nízke straty trením pri nízkom zaťažení,
- možnosť použitia v turbodúchadle s axiálnym prúdením,
- ľahká montáž a demontáž v porovnaní s inými typmi ložísk,
- ložisko nevyžaduje demontáž kompresorového kola, čo eliminuje čas a fyzickú námahu, najmä pri veľkých hmotnostiach hriadeľa.

Nevýhody:

- použitie hlavne vo veľkom rozsahu systéme turbodúchadiel v porovnaní s inboard ložiskom,
- vyžaduje sa kvalitný mazací olej,
- ložisko je vystavené brinellingu (vtlačanie malých častí do povrchu ložiska, čo zvyšuje rýchlosť opotrebenia ložiska),
- vyžaduje pružné držiaky,
- vysoké prevádzkové náklady a náklady na údržbu,
- kratší čas medzi generálnymi opravami.

Na mazanie systému outboard ložiska sa používa integrovaný systém na prívod mazacieho oleja. Systém je vybavený samostatným zubovým čerpadlom (v niektorých prípadoch odstredivé čerpadlo), ktoré je poháňané rotačným hriadeľom turbodúchadla umiestneným na turbínovej strane. Nezávislá olejová vaňa, z ktorej čerpadlo čerpá olej, je umiestnená na oboch stranách krytu turbodúchadla.

Je možné použitie aj externého mazacieho systému cez jemný filter alebo nezávislý systém – čerpadlo, filter, chladič, olej, vaňa, alarm atď. Ak sa používa samostatný systém, musia byť splnené tieto kritéria – tlak väčší ako 1,6 bar, doba dodania do 10 minút.

7.3.2 Vnútorne ložisko (inboard) [6]

Ložisko je uložené vo vnútri rotujúcej turbíny a kompresoru na hriadeľi. V týchto polohách sa obvykle používajú ložiská z bieleho kovu (zliatiny z cínu, olova, zinku).

Na puzdre z bieleho kovového puzdra prevláda mazanie hydrodynamickým tekutým filmom. Straty spôsobené trením a generované teplo sú lepšie kompenzované ako u vonkajšieho ložiska. Hydrodynamický film závisí od udržiavania správnej viskozity oleja, vysokej čistoty atď.

Tento typ ložiska nie je taký citlivý na vychýlenie ako valivé ložisko, a čo je najdôležitejšie, je nepravdepodobné, že zlyhanie v prevádzke bude náhle. Zvyčajne mu predchádzajú varovné signály.

Na obmedzenie úniku vzduchu zo strany kompresoru na stranu turbíny je na zadnej strane obežného kola kompresoru namontované usporiadanie labyrintového tesnenia.

Do hlavnej ložiskovej zostavy turbodúchadla je namontované usporiadanie axiálneho ložiska, aby sa kompenzovala axiálna sila, ktorá vzniká pri spúšťaní, vypínaní a prevádzky turbodúchadla s nízkym zaťažením.

Ložiskové puzdro z bieleho kovu je zabudované vo vnútri radiálneho turbodúchadla. V tomto prípade je hriadeľ centrálne podopretý a axiálne ložisko je umiestnené vedľa ložiskového puzdra.



Obr. 22. Klzné ložisko [21].

Neexistuje žiadna samostatná olejová vaňa pre zabudované ložiská. Mazací olej sa dodáva z hlavného systému mazacích olejov cez gravitačnú nádrž skrz potrubie napojené k skrini ložiska prostredníctvom spätného ventilu. Mazací olej je dodávaný do gravitačnej nádrže pomocou systému na mazanie oleja hlavného motora. Olejová vaňa by mala mať kapacitu na dodávanie oleja po dobu 10-15 minút po zaznení alarmu nízkej úrovne hladiny oleja v nádrži.

Výhody inboard ložísk:

- sú kompaktné,
- je možné použiť aj menej kvalitný mazací olej,
- možná vysoká prevádzková teplota vďaka lepšie vyriešenému chladeniu,
- nepoškodzujú sa brinellingom,
- väčšia prevádzková životnosť medzi generálnymi opravami,
- v prípade zlyhania čerpadla na mazací olej majú zásobnú nádrž,
- v kryte turbodúchadla nie sú potrebné žiadne ďalšie pohyblivé časti (zubové čerpadlo).

Nevýhody:

- vysoké straty trením pri nízkej záťaži a teda nízka účinnosť,
- na prístup k ložisku je potrebné odstrániť rotor,
- pomalá reakcia na zmenu zaťaženia,
- pravdepodobnosť znečistenia oleja je vyššia, keďže sa používa systémový olej hlavného motora.

8 Návrh turbodúchadla

Zadaním bolo navrhnuť turbodúchadlo pre prietok vzduchu kompresorom $1 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ a s kompresným pomerom 4,5. Zvolená bola koncepcia s radiálnou turbínou a radiálnym kompresorom. Toto riešenie má výhodu predovšetkým v kompaktnosti, menších zástavbových rozmeroch a znížených výrobných nákladoch.

K výpočtu turbodúchadla v kapitole 8 bola použitá metodika zo zdroja [1] ak nie je uvedené inak. Vzorce a zvolené súčinitele sú uvedené vo výpočtovom súbore, na vytvorenie ktorého bol použitý program Microsoft Excel, v prílohe. Kvôli lepšej orientácii a interpretácii výsledkov sú v textovej časti práce použité obrázky z [1] a tabuľky z výpočtového súboru.

Tabuľky výsledkov sa riadia nasledujúcim označením, pričom pri označení „odporúčaná volená hodnota“, sú v prílohe zvolené hodnoty spolu s ich možným rozsahom.

Volený parameter autorom práce.
Odporúčaná volená hodnota.
Vypočítaná hodnota.

Tab. 1. Vysvetlivky k označeniu parametrov.

Keďže turbína a kompresor turbodúchadla tvoria, kvôli svojmu mechanickému spojeniu, jeden celok, odrazovým mostíkom výpočtu bola ich spolupráca a energetická rovnováha. Z tej vychádza, že celkový výkon kompresoru musí celkom pokryť výkon turbíny, ktorá je hnacím elementom. Rovný si však nie je prietok - množstvo spalín ktoré sa ženie cez turbínu sa zväčšuje o vstrek paliva.

Z energetickej rovnováhy ďalej vyplývajú predbežné body termodynamického cyklu turbodúchadla, mimo T_{2T} , ktoré vychádzajú z návrhových parametrov ako izoentropická účinnosť kompresoru a exponent polytropy vzduchu.

Ďalším krokom bol návrh geometrie radiálneho kompresoru. Všetky mechanické i statické časti musia byť navrhnuté tak, aby zaistovali konečné parametre na výstupe z kompresoru dané zadaním. Postup výpočtu kopíroval smer prúdiaceho média kompresorom a teda od sacieho ústrojenstva, obežným kolom cez bezlopatkový difúzor a špirálnu skriňu až k výstupnému valcovému hrdlu. Lopatkový difúzor, v ktorom by došlo k čiastočnému stlačeniu vzduchu, nebolo nutné navrhovať.

V každej spomínanej časti sa výpočet opieral o stav média na vstupe a udával stav média na výstupe. Zisťovala sa teplota, tlak, hustota, straty či exponenty polytropy. V obežnom kole bol výpočet komplexnejší, keďže prúdenie média je ovplyvnené volenou geometriou kola a všetky veľkosti rýchlostí vychádzajú z rýchlostných trojuholníkov.

Výpočet turbíny je v princípe rovnaký ako na kompresorovej strane. Zaujímá nás geometria a termodynamické parametre prúdiaceho média.

Turbína sa delí na dve časti – stator a rotor, s vlastnou energetickou bilanciou, pričom pri rotore sa navrhujú hlavné rozmery a veľkosti rýchlostí sa taktiež počítajú z rýchlostného trojuholníka. Cieľom je navrhnuť rotor tak, aby v tomto úseku vznikali čo najmenšie straty a turbína nestrácala na účinnosti. Ďalej sa z geometrie počítajú prietokové plochy.

Termodynamická časť výpočtu je rozdelená na menšie podkapitoly podľa druhu počítanej účinnosti, spádu a stratám ktoré túto účinnosť ovplyvňujú. Viac v kapitole 8.3.2.

Kompresný pomer	Π_K	4,500	-
Prietok vzduchu kompresorom	\dot{m}_K	1,000	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
		1,205	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$

Tab. 2. Zadané hodnoty. Uvedené hodnoty sú vztiahnuté k teplote okolia 20°C a p_{atm} .

Médiom vstupujúcim a stlačovaným kompresorom je vzduch nasávaný z okolia. Médiom vstupujúcim a poháňajúcim turbínu sú výfukové plyny – spaliny z motora.

Vlastnosti týchto médií sú uvedené v nasledujúcej tabuľke.

Vzduch			
Molekulárna hmotnosť	M_r	29,000	-
Hustota - pri p_{atm} a 20°C	ρ_{vzd}	1,205	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Exponent izoentropy	K	1,400	-
Merná plynová konštanta	r	289,000	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Merné teplo vzduchu	$c_{p\text{vzd}}$	1011,000	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Exponent polytropy	n	1,300	-
Spaliny			
Exponent izoentropy	K	1,350	-
Merná plynová konštanta	r	293,000	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Merné teplo spalín	$c_{p\text{spal}}$	1,130	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
		1130,000	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Tab. 3. Vlastnosti vzduchu a spalín.

8.1 Energetická bilancia

Pri kompresnom pomere $\Pi_K = 4,5$ ide o pomerne veľké turbodúchadlo, ktoré by mohlo byť v praxe využité na preplňovanie priemyselného motoru, napríklad v energetike. Uvažovanou pohonnou látkou takéhoto motoru bola, pre účely výpočtu, motorová nafta.

Pomer hmotnostného prietoku turbínou a kompresorom	χ	1,035	-
Hmotnostná spotreba paliva	M_p	0,042	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Súčiniteľ prebytku vzduchu	λ	2,000	-
Teoretický zmiešavací pomer - nafta	ϕ_{Teo}	14,300	-
Skutočný zmiešavací pomer	ϕ	28,600	-

Tab. 4. Palivo a spaľovací vzduch.

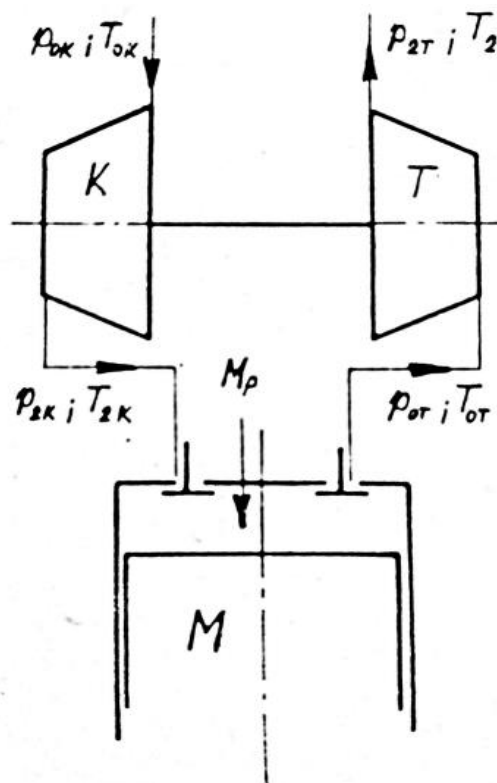
Výkon turbíny	P_T	237877,440	W
		237,877	kW
Výkon kompresoru	P_K	237877,440	W
		237,877	kW
Prietok turbínou	\dot{m}_T	1,247	kg.s ⁻¹

Tab. 5. Rovnovážne výkony a vypočítaný prietok turbínou.

Predpokladané účinnosti turbodúchadla a jeho častí.

Izoentropická účinnosť radiálneho kompresoru	η_{isK}	0,800	-
Mechanická účinnosť turba (klzné ložisko)	η_m	0,960	-
Účinnosť turba celková	η_{TD}	0,553	-
Účinnosť radiálnej turbíny	η_T	0,720	-

Tab. 6. Účinnosti turbodúchadla.

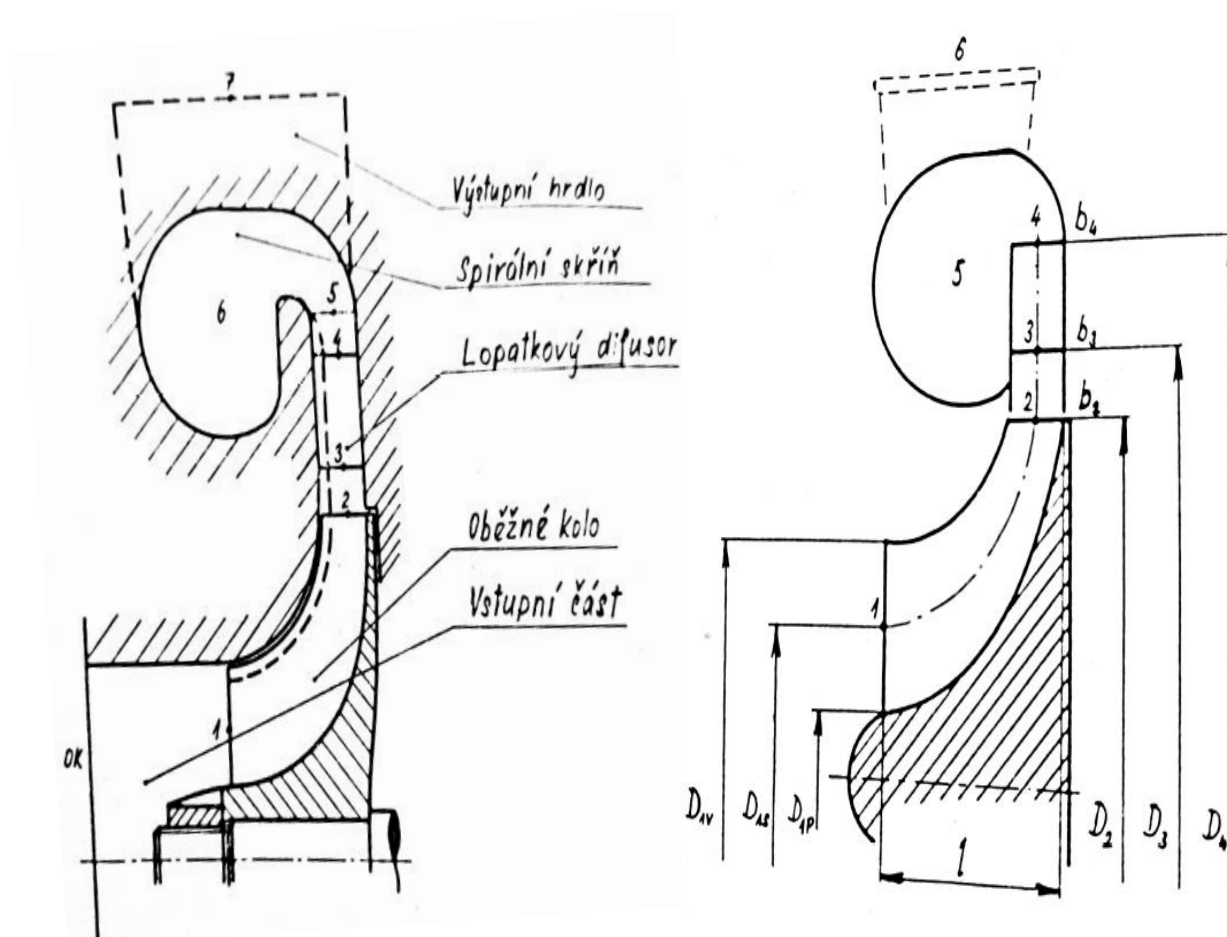


Obr. 23. Schéma zapojenia turbodúchadla na motor (M) s vyznačením vstupných a výstupných veličín z (index 2) resp. do (index 0) kompresoru (K) resp. turbíny (T) [1].

8.2 Radiálny kompresor

Vstupným parametrom pre výpočet radiálneho kompresoru bol volený priemer obežného kola D_2 a ostatné geometrické parametre ďalej vyplynuli z výpočtu. Navrhovaný kompresor sa skladá z častí popísaných na obr. 24 bez lopatkového difúzora a s valcovým výstupným hrdlom.

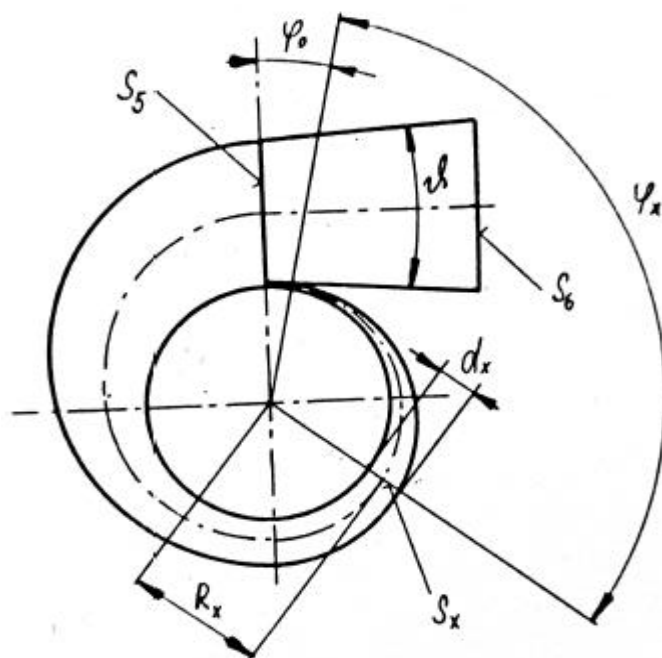
8.2.1 Geometria radiálneho kompresoru



Obr. 24. Popis geometrie kompresoru [1].

Priemer obežného kola	D_2	0,120	m
Vonkajší priemer	D_{1V}	0,097	m
Pätný priemer	D_{1P}	0,030	m
Stredný kvadratický priemer na vstupe	D_{1S}	0,072	m
Priemer výstupu difúzoru	D_3	0,192	m
Axiálna dĺžka prietochného kanálu	l	0,030	m
Šírka kola na výstupe	b_2	0,009	m
Šírka difúzoru	b_3	0,007	m

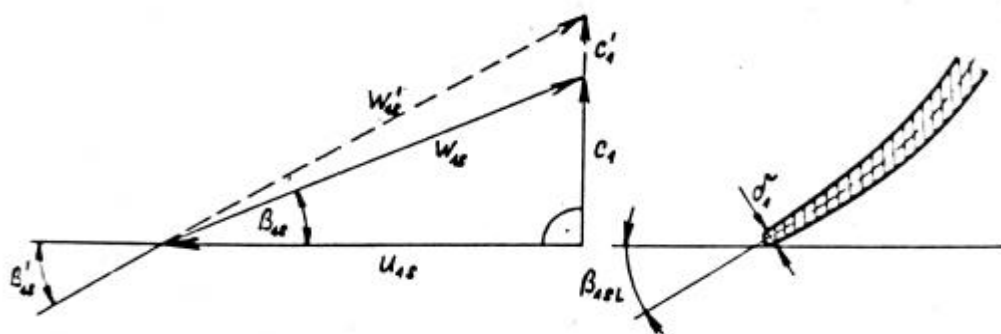
Tab. 7. Základné rozmery kompresoru.



Obr. 25. Radiálny prierez špirálnej skrine kompresoru [1].

Prierez na vstupe do záberníku	S_{1K}	0,007	m^2
Prietokové plocha na výstupe zo špirálnej skrine	S_{5K}	0,002	m^2
Výstupná plocha z kompresoru	S_{6K}	0,002	m^2

Tab. 8. Prietokové plochy kompresoru.

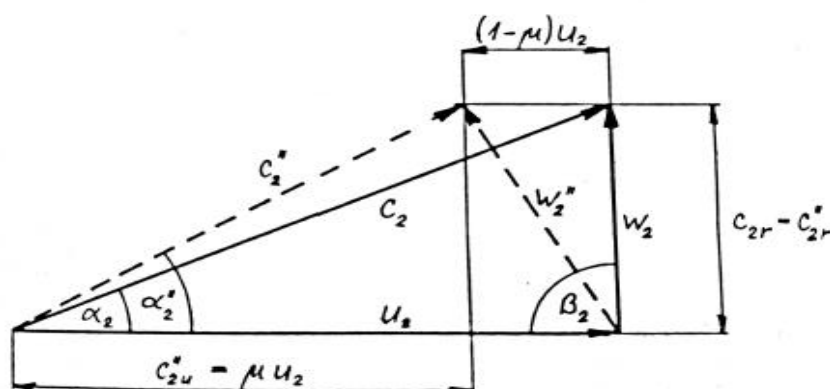


Obr. 26. Rýchlostný trojuholník na vstupe do obežného kola (vľavo) a nábeh na hranu lopatky (vpravo) [1].

Počet lopatiek obežného kola	Zr	20,000	ks
Absolútna rýchlosť na vstupe do kompresora	c_{0K}	30,000	$m.s^{-1}$
Rozteč záberníkových lopatiek na strednom priemere	t_{1S}	0,011	m

Šírka vstupnej hrany lopatky	δ_1	0,001	m
Uhol relatívnej rýchlosti prúdu pred lopatkovou mrežou	β_{1s}	30,260	°
Obvodová rýchlosť na strednom priemere	u_{1s}	290,175	m.s ⁻¹
Koeficient zúženia vstupnej prietokovej hrany	τ_1	1,213	-
Uhol relatívnej rýchlosti prúdu po vstupe do lopatkovej mreže	β'_{1s}	35,283	°
Geometrický uhol nastavenia lopatky	β_{1SL}	38,283	°
Uhol nábehu	i	3,000	°
Zmena vstupného uhlu do záberníku podľa polomeru	β_{1HL}	0,759	°
Absolútna rýchlosť na vstupe do záberníku	c_1	169,295	m.s ⁻¹
Absolútna rýchlosť v okamihu vstupu do záberníkovej mreže	c'_1	205,327	m.s ⁻¹
Relatívna rýchlosť	w'_{1s}	355,473	m.s ⁻¹

Tab. 9. Hodnoty z rýchlostného trojuholníka na vstupe do obežného kola kompresoru.



Obr. 27. Rýchlostný trojuholník kompresoru na výstupe z obežného kola [1].

Výstupná absolútna rýchlosť prúdu	c''_2	447,580	m.s ⁻¹
Radiálna zložka absolútnej rýchlosti	c_{2r}	165,909	m.s ⁻¹
Uhol rýchlosti c''_2	α''_2	21,758	°
Súčiniteľ zmenšenia výkonu kola (sklzu)	μ	0,859	-
Obvodová rýchlosť obežného kola na priemere D_2	u_2	483,700	m.s ⁻¹
Súčiniteľ trenia	λ_2	0,040	-
Súčiniteľ zúženia na výstupe	τ_2	0,928	-
Vôľha medzi kolom a skriňou	δ_2	0,001	m

Zložky absolútnej rýchlosti - unášavá	c'_{2u}	415,694	m.s^{-1}
Zložky absolútnej rýchlosti - relatívna	c'_{2r}	154,027	m.s^{-1}
Absolútna rýchlosť na vstupe do difúzoru	c'_2	443,312	m.s^{-1}
Uhol absolútnej rýchlosti na vstupe do difúzora	α'_2	20,331	$^\circ$
Unášavá zložka absolútnej rýchlosti na výstupe z difúzoru	c_{3u}	258,250	m.s^{-1}
Súčiniteľ trenia v difúzore	λ_3	0,015	-
Relatívna zložka absolútnej rýchlosti na výstupe z difúzoru	c_{3r}	254,329	m.s^{-1}
Absolútna rýchlosť na výstupe z bezlopatkového difúzoru	c_3	362,459	m.s^{-1}
Uhol absolútnej rýchlosti na výstupe do difúzora	α_3	44,562	$^\circ$
Rýchlosť na výstupe zo špirálnej skrine	c_5	152,366	m.s^{-1}
Rýchlosť na výstupe z výstupného hrdla	c_6	152,366	m.s^{-1}

Tab. 10. Rýchlosti na kompresore, ich uhly a súčinitele ktoré ich ovplyvňujú.

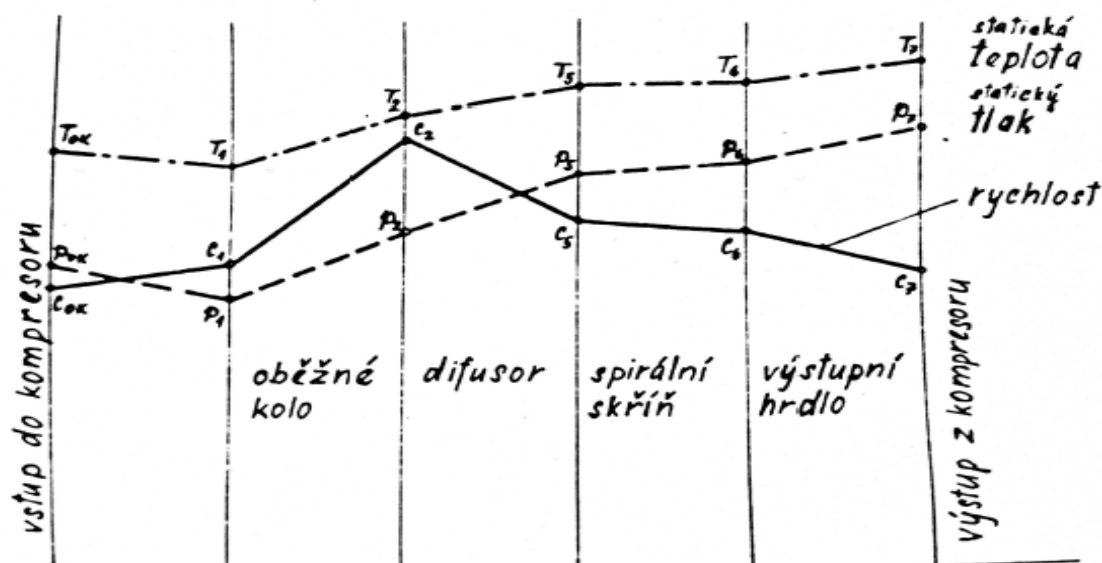
Otáčky turbodúchadla	n_{ot}	1283,054	s^{-1}
		76983,268	min^{-1}

Tab. 11. Otáčky turbodúchadla na spoločnej hriadieli.

8.2.2 Termodynamika radiálneho kompresoru

Na obr. 28 je pílový diagram s predpokladaným priebehom teplôt, tlakov a rýchlostí v navrhovanom radiálnom kompresore. Čísla opisujú vstupné resp. výstupné stavy v jednotlivých častiach.

Hodnoty hustôt a merných tepiel média v uvádzaných stavoch boli pre kontrolu počítané pomocou programu EES.



Obr. 28. Pílový diagram kompresoru [1].

Stav 0 (vstup do hrdla kompresoru)			
Vstupná teplota do hrdla sania kompresoru	T_{0K}	20,000	°C
		293,000	K
Vstupný tlak na kompresore	p_{0K}	101325,000	Pa
Hustota na vstupe do kompresoru	ρ_{0K}	1,205	kg.m ⁻³

Stav 1 (záberník)			
Teplota na vstupe do záberníku	T_{1K}	279,277	K
		6,127	°C
Tlak na vstupe do záberníku	p_{1K}	85402,358	Pa
Hustota na vstupe do záberníku	ρ_{1K}	1,058	kg.m ⁻³

Stav 2 (obežné kolo)			
Teplota vzduchu na výstupe z obežného kola	T_{2K}	398,152	K
		125,002	°C
Tlak vzduchu na výstupe z obežného kola	p₂	270452,080	Pa
Hustota vzduchu na výstupe z obežného kola	ρ₂	2,350	kg.m ⁻³

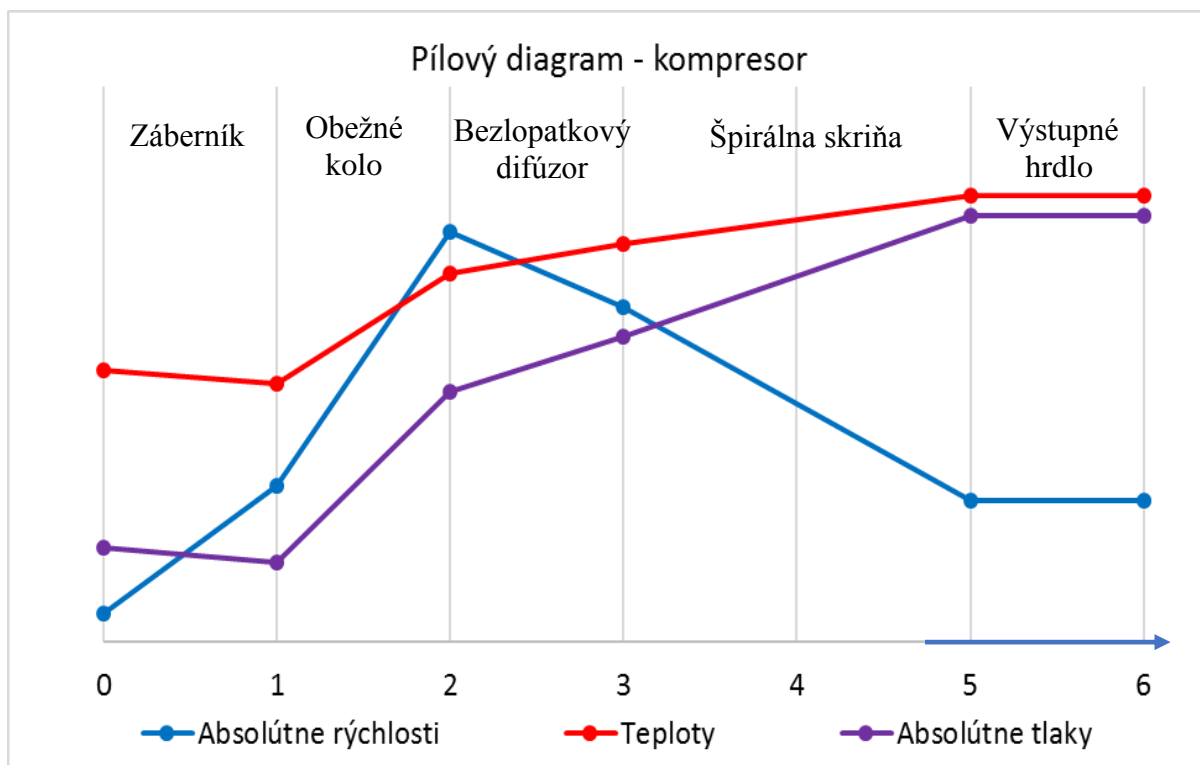
Stav 3 (bezlopatkový difúzor)			
Teplota média na výstupe z bezlopatkového difúzoru	T₃	430,277	K
		157,127	°C
Tlak na výstupe z bezlopatkového difúzoru	p₃	330099,609	Pa
Hustota na výstupe z difúzora	ρ₃	3,032	kg.m ⁻³

Stav 4 = stav 3 (bez lopatkového difúzoru)			
Teplota na vstupe do špirálnej skrine	T₄	430,277	K
		157,127	°C
Tlak na vstupe do špirálnej skrine	p₄	330099,609	Pa
Hustota na vstupe do špirálnej skrine	ρ₄	3,032	kg.m ⁻³

Stav 5 (špirálna skriňa)			
Teplota na výstupe zo špirálnej skrine	T₅	483,349	K
		210,199	°C
Tlak na výstupe zo špirálnej skrine	p₅	460245,918	Pa
Hustota na výstupe zo špirálnej skrine	ρ₅	3,295	kg.m ⁻³

Stav 6 (valcové hrdlo kompresoru)			
Výstupná teplota z kompresoru	T_6	483,349	K
		210,199	°C
Výstupný tlak na výstupe z kompresoru	p_6	460245,918	Pa
Výstupná hustota stlačeného vzduchu z kompresoru	ρ_6	3,295	kg.m ⁻³

Tab. 12. Stavy média v jednotlivých častiach kompresoru.



Obr. 29. Skutočný pílový diagram kompresoru, ide o diagram priebehu jednotlivých veličín, jednotky a konkrétne hodnoty uvedené v tabuľkách výsledkov.

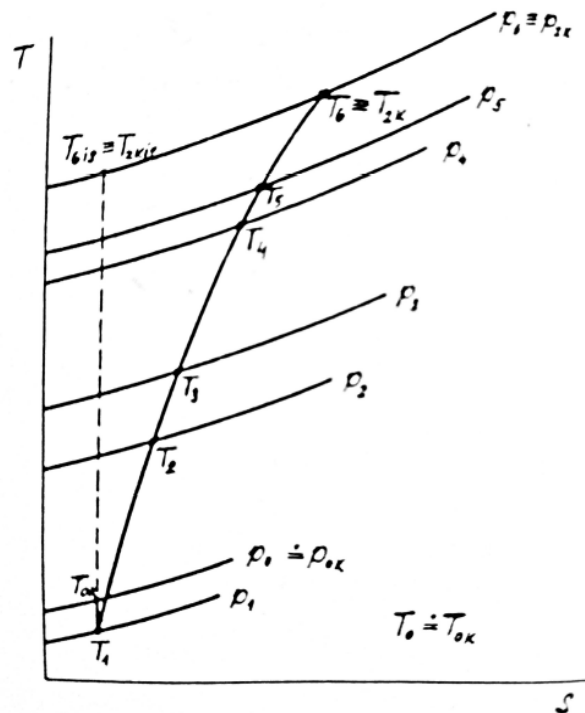
Bezrozmerné súčinitele podobnosti radiálneho stupňa kompresoru sú vzťahnuté k obvodovej rýchlosti na vonkajšom priemery obežného kola u_2 .

Prietokový súčiniteľ kompresoru	ϕ_K	0,350	-
Tlakový súčiniteľ kompresoru	ψ_K	1,350	-

Tab. 13. Bezrozmerné súčinitele kompresoru.

Radiálny kompresor bol navrhnutý svojimi rozmermi tak, aby umožňoval stlačenie a zahustenie vzduchu na taký konečný tlak aby spĺňal podmienku v zadaní a to $p_{6K}/p_{0K} = 4,5$.

Počiatočný stav média		
T_{0K}	20,000	°C
	293,150	K
p_{0K}	101325,000	Pa
Konečný stav média		
T_{6K}	483,349	K
	210,199	°C
p_{6K}	460245,918	Pa



Obr. 30. T-s diagram kompresoru [1].

$$\pi_K = \frac{p_{6K}}{p_{0K}} = \frac{460245,918}{101325,000} = 4,5 \quad [-] \quad (8.1)$$

Konečný kompresný pomer je splnený.

Izoentropická účinnosť	η_{isK}	0,833	-
------------------------	--------------	-------	---

Tab. 14. Skutočná izoentropická účinnosť.

Skutočná izoentropická účinnosť prevyšuje výpočtovú o 4,1 %.

Izoentropický spád kompresoru	H_{isK}	157926,931	J.kg ⁻¹
Efektívny spád kompresoru	H_{efK}	197408,664	J.kg ⁻¹
Polytropický spád	H_{polK}	159106,664	J.kg ⁻¹

Tab. 15. Spády na kompresore.

U lopatkových strojov je často s veľkou presnosťou používaný predpoklad adiabatického deja. Pri prúde pracovnej látky však dochádza k energetickým stratám, ktoré sa premieňajú na teplo. Ide o [25] :

- straty v medzných vrstvách,
- straty vírením pri odtrhnutí tekutiny od lopatky, vírením za odtokovou hranou, atď.
Kinetická energia víriacej tekutiny sa trením premení na teplo,
- škrtením vo vnútorných upchávkach
- ventiláciou v medzerách medzi rotorovými a statorovými časťami a pod.

Straty v kompresore			
Straty sacieho ústrojenstva	Z_{1K}	716,520	J.kg ⁻¹
Straty trením média o steny medzilopatkových kanálov	Z_{2K}	7581,656	J.kg ⁻¹
Straty trením v bezlopatkovom difúzore	Z_{3K}	8648,712	J.kg ⁻¹
Straty v špirálnej skrini kompresoru	Z_{5K}	9853,224	J.kg ⁻¹
Skutočné straty v kompresore (suma)	Z_K	26800,112	J.kg ⁻¹

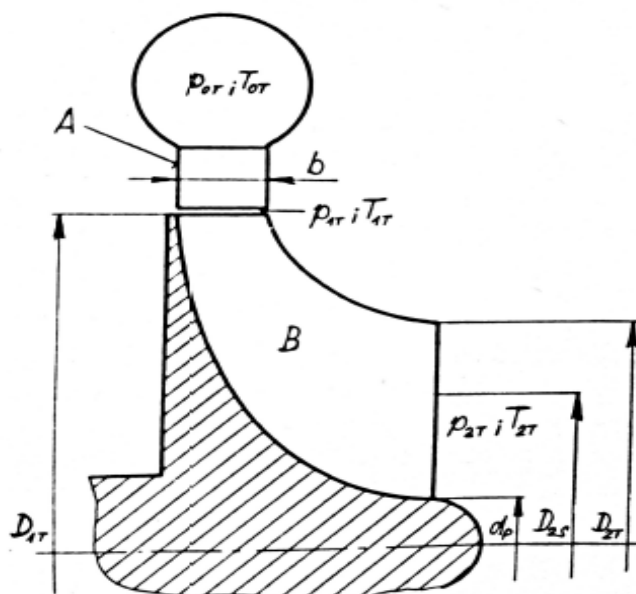
Tab. 16. Straty v kompresore.

Nutno podotknúť, že napriek splnenému kompresnému pomeru, je vypočítaná konečná hodnota hustoty vzduchu, o 7 % nižšia, ako hodnota hustoty vypočítanej na začiatku z kompresného pomeru a exponentu polytropy. A to práve z dôvodu odlišnosti návrhového a vypočítaného exponentu polytropy na výstupe z kompresoru. Vyššie stlačenie vzduchu a teda zvýšenie teploty, tlaku a hustoty, by sa dalo dosiahnuť pridaním lopatkového difúzoru alebo zmenou valcového výstupného hrdla na kuželové. Navýšenie konečnej hustoty stlačeného vzduchu by sa ďalej dalo dosiahnuť pridaním medzichladiča, čo už nie je obsahom tejto práce, ale je to námet na rozširujúcu kapitolu.

8.3 Radiálna turbína

V nasledujúcej podkapitole sa nachádzajú výsledky z výpočtu geometrie a termodynamických vlastností radiálnej turbíny, ktorý vychádza z vypočítaného prietoku turbínou, výpočtových otáčok turbodúchadla, izoentropickým spádom a navrhovaných vstupných parametrov spalín. Postup výpočtu sa drží postupu popísanej v literatúre [1].

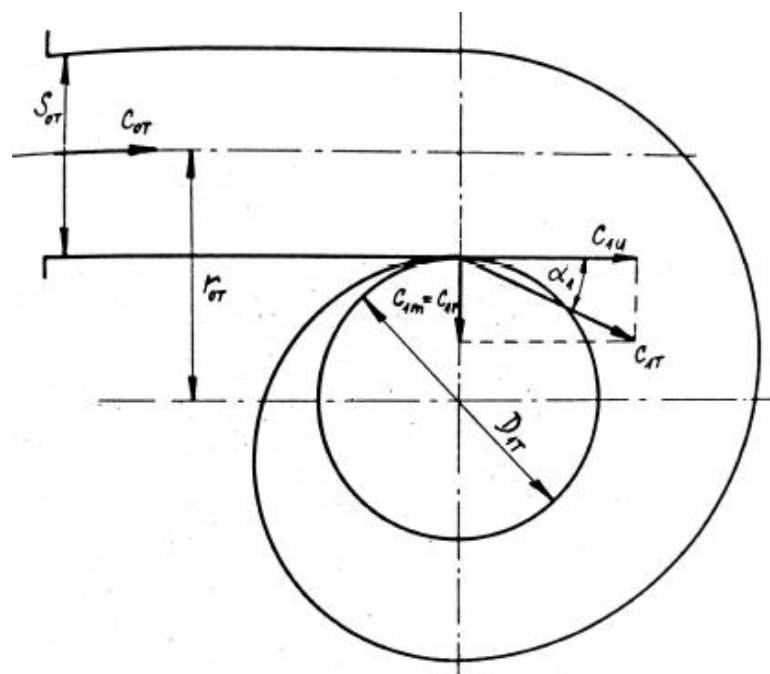
8.3.1 Geometria radiálnej turbíny



Obr. 31. Prierez geometrie turbíny [1].

Vonkajší dolný priemer obežného kola turbíny	D_{1T}	0,140	m
Vonkajší horný priemer obežného kola turbíny	D_{2T}	0,120	m
Stredný kvadratický priemer	D_{2S}	0,085	m
Pätný priemer	d_p	0,008	m
Radiálna medzera na axiálnom výstupe z rotoru	δ_2	0,001	m
Výška lopatky	h_2	0,050	m
Počet lopatiek rozvádzacieho kola	z_s	24,000	ks
Šírka medzilopatiekového kanálu na výstupe	a_1	0,023	m
Šírka lopatiek rozvádzacieho kola	b	0,040	m
Prietokový koeficient statoru	μ	0,266	-

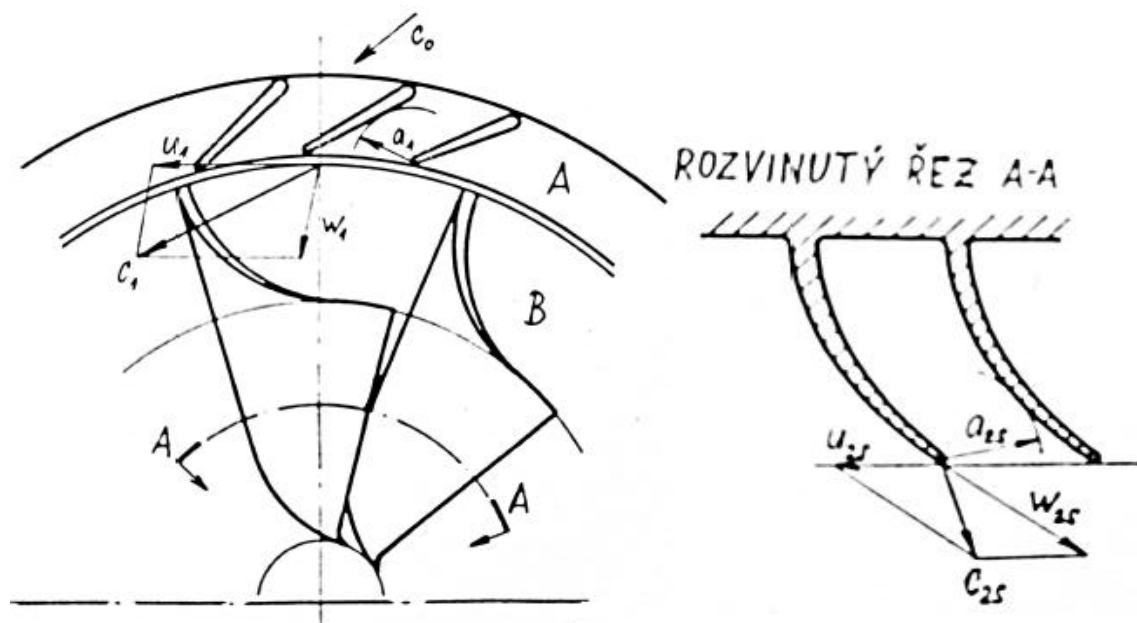
Tab. 17. Základné rozmery turbíny.



Obr. 32. Radiálny prierez turbínou [1].

Polomer rotoru	r_{1T}	0,070	m
Kolmá vzdialenosť od stredu rotoru k stredu vstupnej plochy do turbíny	r_{0T}	0,069	m
Veľkosť vstupnej plochy do turbíny	S_0	0,001	m ²
Výstupná plocha z rotoru	S_R	0,006	m ²
Meridiálna výstupná plocha v axiálnom smere	S_{Rm}	0,008	m ²
Prietoková plocha na výstupe zo statoru	S_s	0,006	m ²

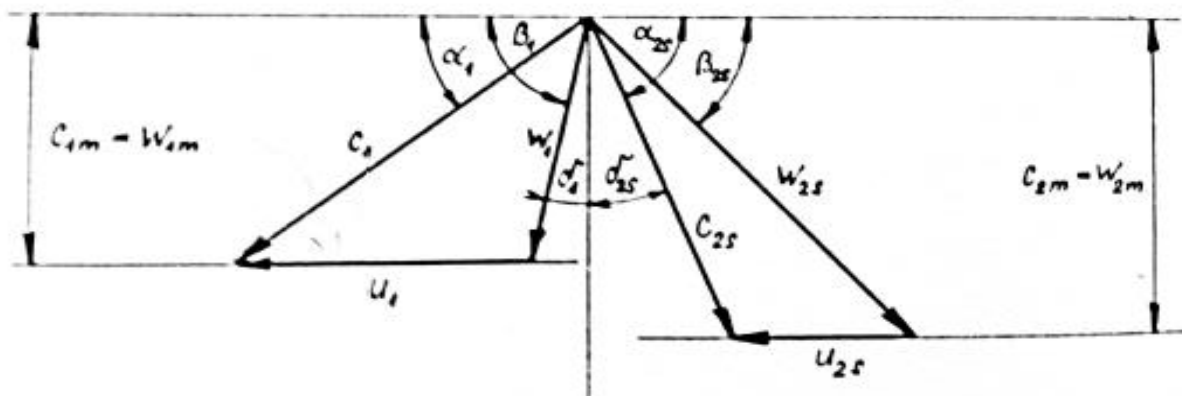
Tab. 18. Prietokové plochy a vzdialenosti turbíny.



Obr. 33. Axiálny pohľad na turbínu [1]. Oblasť A - oblasť statoru, oblasť B - oblasť rotoru.

Absolútna rýchlosť na vstupe do turbíny	c_0	568,158	m.s^{-1}
Obvodová rýchlosť obežného kola na priemere D_{1T}	u_1	564,317	m.s^{-1}
Absolútna rýchlosť na vstupe do kola	c_1	589,742	m.s^{-1}
	α_1	17,000	$^\circ$
Geometrický vstupný uhol lopatiek obežného kola	β_{1G}	90,000	$^\circ$
Vstupný uhol do lopatiek obežného kola	β_1	88,000	$^\circ$
Nábežný uhol lopatky	δ_1	2,000	$^\circ$
Relatívna rýchlosť na vstupe do kola	w_1	172,529	m.s^{-1}
Obvodová rýchlosť na výstupe z kola turbíny priemer D_{2s}	u_{2s}	342,787	m.s^{-1}
Relatívna rýchlosť na výstupe z kola priemer D_{2s}	w_{2s}	506,582	m.s^{-1}
Prietokový súčiniteľ turbíny	φ_T	0,600	-
Meridiánová zložka absolútnej rýchlosti	c_{2Sm}	338,590	m.s^{-1}
Uhol relatívnej rýchlosti na výstupe z rotoru (kola)	β_{2s}	41,942	$^\circ$
Uhol absolútnej rýchlosti na výstupe z rotoru (kola)	α_{2s}	84,263	$^\circ$
Obvodová zložka absolútnej rýchlosti na výstupe z kola	c_{2u}	34,019	m.s^{-1}
Uhol odklonu prúdu na výstupe z axiálneho smeru	δ_{2s}	5,737	$^\circ$
Absolútna výstupná rýchlosť z kola	c_{2s}	340,295	m.s^{-1}
Teoretická izoentropická rýchlosť turbíny	c_{isT}	935,250	m.s^{-1}
Radiálna zložka absolútnej rýchlosti na vstupe do rotoru	c_{1r}	172,424	m.s^{-1}
Unášavá zložka absolútnej rýchlosti na vstupe do rotoru	c_{1u}	563,973	m.s^{-1}

Tab. 19. Rýchlosti turbíny, ich uhly a súčinitele ktoré ich ovplyvňujú.



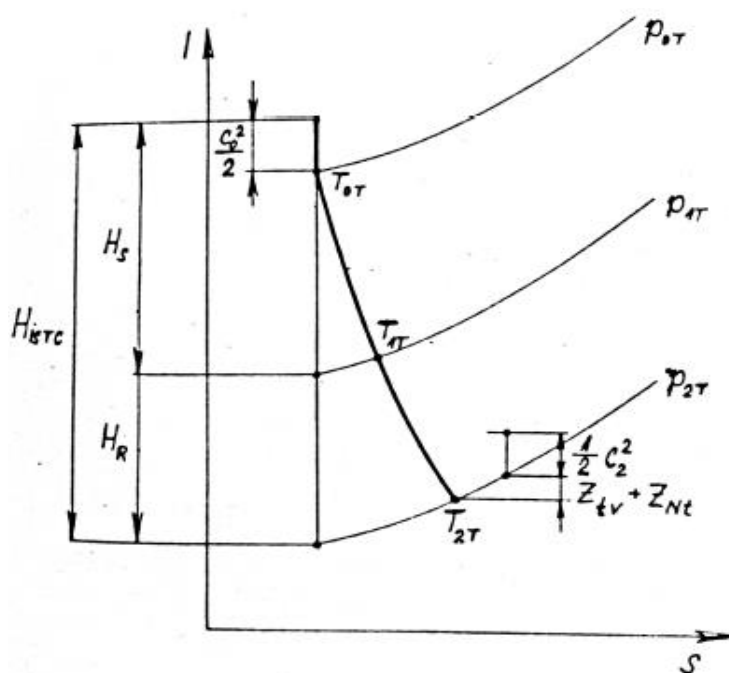
Obr. 34. Rýchlostný trojuholník na turbíne [1].

8.3.2 Termodynamika radiálnej turbíny

Hodnoty hustôt a merných tepiel média v uvádzaných stavoch boli vypočítané pomocou programu EES. Podrobnejší postup je uvedený v priloženom súbore na karte „Tabuľky“. Chemické zloženie spalín je prevzaté zo zdroja [26].

Stav 0 (vstup do turbíny)			
Teplota výfukových plynov do turbíny	T_{0T}	720,000	°C
		993,150	K
Vstupný tlak spalín do turbíny	p_{0T}	302926,255	Pa
Hustota	ρ_{0T}	0,359	kg.m ⁻³
Stav 1 (vstup do obežného kola)			
Teplota plynu na výstupe zo statoru	T_{1T}	968,035	K
		694,885	°C
Tlak plynu na výstupe zo statoru	p_{1T}	302925,918	Pa
Hustota plynu na výstupe zo statoru	ρ_{1T}	0,353	kg.m ⁻³
Stav 2 (výstup z turbíny)			
Výstupná teplota z turbíny	T_{2T}	813,432	K
		540,828	°C
Výstupný tlak spalín z turbíny	p_{2T}	102000,000	Pa
Hustota plynov na výstupe z turbíny	ρ_{2T}	0,434	kg.m ⁻³

Tab. 20. Stavy média v jednotlivých častiach turbíny.



Obr. 35. H-s diagram turbíny [1].

Izoentropický spád na turbíne	H_{isT}	275944,746	J.kg ⁻¹
Celkový izoentropický spád na turbíne	H_{isTC}	437346,718	J.kg ⁻¹
Statický tepelný spád statoru	H_{Sst}	35404,051	J.kg ⁻¹
Izoentropický spád na statore	H_S	196806,023	J.kg ⁻¹
Izoentropický spád na rotore	H_R	240540,695	J.kg ⁻¹
Polytropický spád turbíny	H_{polT}	244684,948	J.kg ⁻¹
Celkový polytropický spád na turbíne	H_{polTC}	387802,851	J.kg ⁻¹
Obvodový spád turbíny	H_u	329902,588	J.kg ⁻¹
Celkový vnútorný spád na turbíne	H_{iT}	321865,467	J.kg ⁻¹

Tab. 21. Spády na turbíne.

Hydraulické straty sú dané trením plynov a sekundárnymi stratami pri prietoku kanálmi lopatkových mreží statoru a rotoru. Straty v rotore predstavujú 4-6 % celkovej energie pred turbínou. Straty v obežnom kole sú približne rovnaké.

Straty trením disku a vznikajú trením disku pri jeho rotácii o plyn. Tieto straty sa obvykle spájajú s ventilačnými stratami.

U radiálnej turbíny bývajú straty netesnosťami menšie, keďže medzera medzi rotorom a skriňou je pozdĺž celého vonkajšieho meridiánu obežného kola a plyny z radiálnej medzery vstupujú vždy späť do medzilopatkového priestoru a čiastočne expandujú a iné, už čiastočne vyexpandované, nastupujú na ich miesto.

Hydraulické straty	Z_h	49543,867	$J.kg^{-1}$
Hydraulické straty na statore	Z_{hS}	22908,221	$J.kg^{-1}$
Hydraulické straty na rotore	Z_{hR}	26635,646	$J.kg^{-1}$
Výstupná strata z turbíny	$Z_{výst}$	57900,263	$J.kg^{-1}$
Ventilačné a straty a straty trením disku	Z_{tv}	1493,748	$J.kg^{-1}$
Straty netesnosťami	Z_{Nt}	6543,373	$J.kg^{-1}$

Tab. 22. Straty na turbíne.

Z celkovej energie, ktorú výfukové plyny pred turbínou sa len časť premení v efektívnu prácu a zvyšok kryjú straty. Podľa toho aké straty turbíny uvažujeme, podľa toho dostávame aj jednotlivé účinnosti.

Účinnosť statoru	η_s	0,884	-
Účinnosť rotoru	η_R	0,828	-
Izoentropická účinnosť turbíny	η_{isT}	0,887	-

Uvažuje iba hydraulické straty.

Obvodová účinnosť turbíny	η_u	0,754	-
---------------------------	----------	-------	---

Uvažuje hydraulické a výstupné straty.

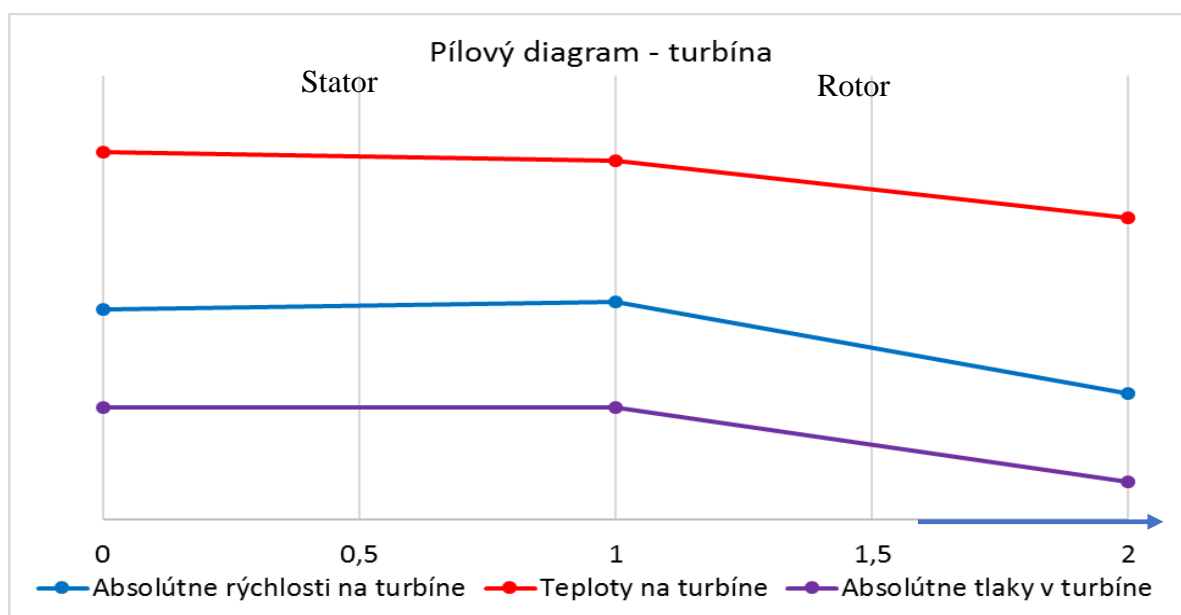
Celková vnútorná účinnosť	η_{iT}	0,736	-
---------------------------	-------------	-------	---

Uvažuje ventilačné, hydraulické, trecie straty a straty netesnosťami.

Efektívna účinnosť turbíny	η_{eT}	0,707	-
----------------------------	-------------	-------	---

Efektívna účinnosť je celková vnútorná účinnosť mínus mechanické straty spôsobené ložiskom.

Tab. 23. Účinnosti turbíny.



Obr. 36. Skutočný pílový diagram turbíny, ide o diagram priebehu veličín, jednotky a konkrétne hodnoty sú uvedené v tabuľke výsledkov.

9 Charakteristiky

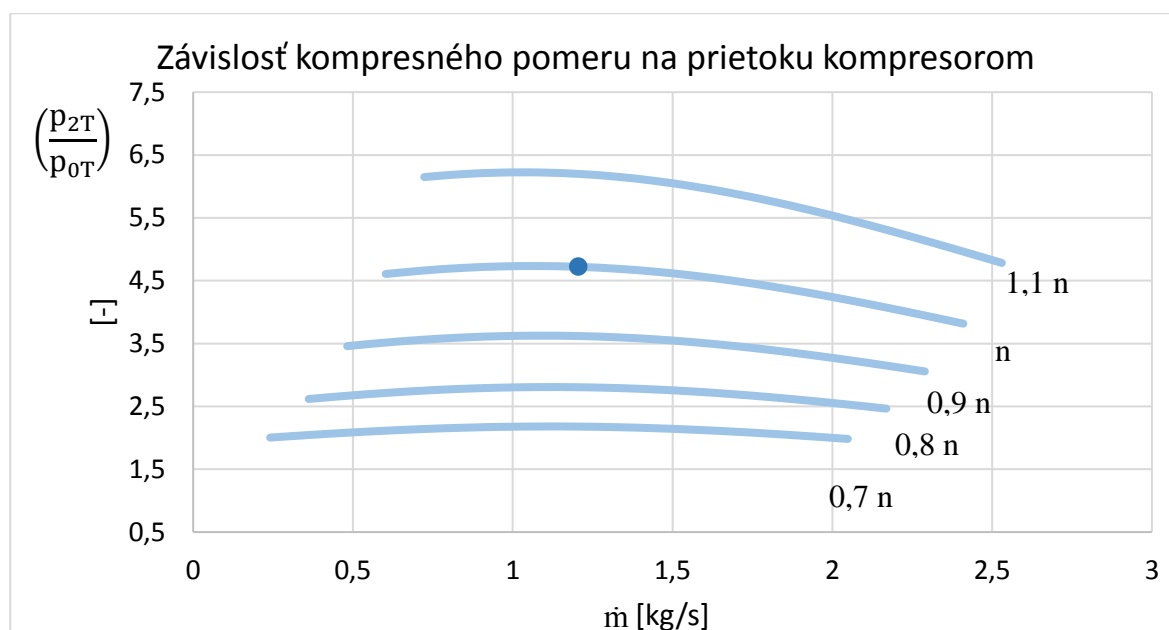
9.1 Charakteristika kompresoru

V kapitole 8 Návrh turbodúchadla boli stanovené geometrické a termodynamické parametre média, v jednotlivých častiach kompresoru, pre jeden pracovný režim. V realite však kompresor nepracuje iba v jednom režime pre ktorý bol navrhnutý, ale aj v tzv. nevýpočtových režimoch. Deje sa tak napríklad, ak sa zmení hmotnostný prietok kompresorom, tlak a teplota na vstupe či otáčky turbodúchadla, pričom sa zmení konečná hodnota kompresného pomeru a účinnosť kompresoru.

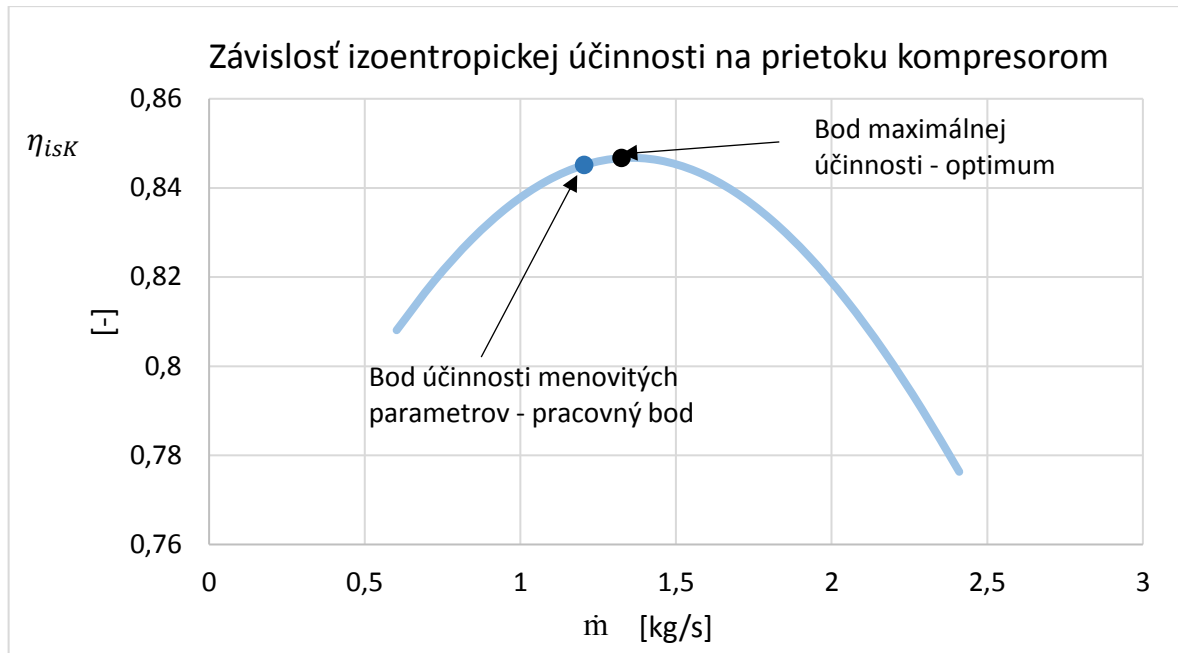
Charakteristiky kompresoru nám slúžia na posúdenie práce kompresoru práve v nevýpočtových režimoch a na čo najlepšiu optimalizáciu parametrov pred nákladnou výrobou prototypov. Avšak získať ich ešte pred zhotovením kompresoru a následným testovaním je komplikované. Výpočet pomocou empirických vzťahov nie je pre prax dostatočne presný. V tejto práci však pre predstavu polohy pracovného bodu postačí. Výpočet vychádza z obdobných vzťahov už použitých v kap. 8. a sú prevzaté z [29]. Podrobnejšie rozpísané vzťahy sa nachádzajú v prílohe, karta Kompresorová charakteristika.

Geometria kompresoru tak ako aj parametre vstupujúceho vzduchu zostali pre jednotlivé otáčkové vetve zachované. Uvažovaných bolo päť vetví, z toho štyri pre nevýpočtové režimy. Pre každú vetvu bolo počítaných 16 bodov s meniacim sa prietokom, kde výsledkom bol kompresný pomer a izoentropická účinnosť, ktoré boli následne vynesené do grafov.

Charakteristika na obr. 37 je absolútna charakteristika kompresoru. Vyjadruje závislosť kompresného pomeru na prietoku kompresorom, pre volené a menovité otáčky. Vstupný atmosferický tlak 101,325 kPa a teplota média 20 °C zostávajú konštantné.



Obr. 37 Závislosť kompresného pomeru na prietoku kompresorom.



Obr. 38. Závislosť izoentropickej účinnosti na prietoku kompresorom. Vztiahnuté k podmienkam $p_0 = 101\,325\text{ Pa}$, $T_0 = 20\text{ °C}$.

Ďalší možný spôsob výpočtu využíva teóriu podobnosti prúdenia kde sa predpokladá, že kompresory, ktoré sú si geometricky podobné a v jednotlivých svojich častiach vyhovujú aerodynamickej podobnosti majú aj podobné charakteristiky. Aj keď nie sú splnené všetky podmienky podobnosti úplne, dajú sa nájsť spoločné bezrozmerné veličiny, charakterizujúce prúdenie v kompresoroch. Na základe toho ako sa tieto bezrozmerné veličiny menia, môžeme usudzovať chovanie kompresoru ako celku.

Najväčšiu zhodu s realitou dosahuje výpočet pomocou CFD, ktoré však vyžaduje pokročilú znalosť mechaniky tekutín a je náročný na čas.

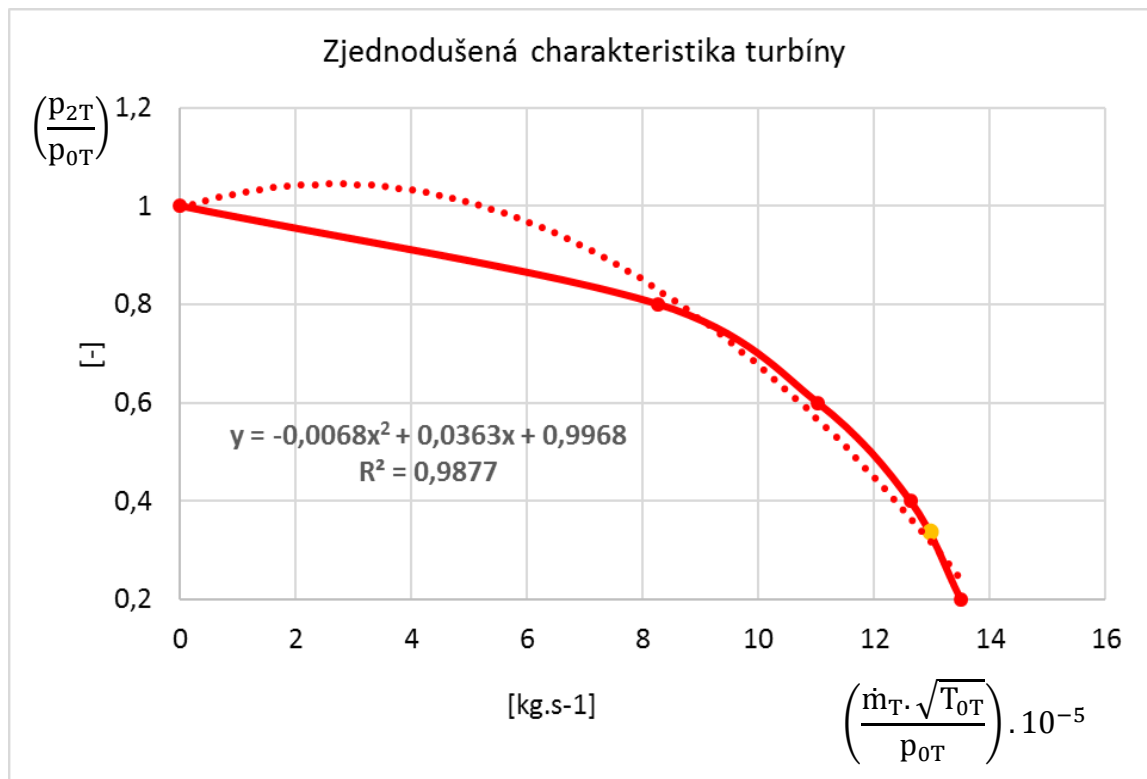
9.2 Charakteristika turbíny

Turbína je navrhnutá tak, aby jej výkon pokryl výkon kompresoru. Z tejto spolupráce vyplynuli menovité parametre ako prietok a menovité stavy média, pričom zmeny týchto parametrov so sebou vždy súvisia. S meniacim sa stavom prúdiaceho média na vstupe do turbíny či jeho množstva sa menia otáčky turbodúchadla, straty v radiálnom stupni a taktiež sa zmení stav média na výstupe z turbíny. [28]

Prietoková charakteristika je závislosť tlakového pomeru na hmotnostnom toku turbínou daným pomerným číslom $\left(\frac{\dot{m}_T \cdot \sqrt{T_{0T}}}{p_{0T}}\right)$, pri konštantnej ploche S_s . Na výpočet charakteristiky navrhutej turbíny pracujúcej pri návrhových parametroch bol použitý vzťah z [27] uvedený v rovnici 9.1.

$$\left(\frac{\dot{m}_T \cdot \sqrt{T_{0T}}}{p_{0T}}\right) = K \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{p_{2T}}{p_{0T}}\right)^2} \quad (9.1)$$

Vypočítaná charakteristika na obr. 39 je tzv. zjednodušená charakteristika, ktorá je veľmi približná. Reálnu charakteristiku by sme dostali meraním už vyrobenej navrhutej turbíny alebo s dostatočnou presnosťou pomocou CFD výpočtu, napríklad v programe Star CCM+ alebo Ansys Fluent po vytvorení 3D modelu turbíny.



Obr. 39. Zjednodušená charakteristika turbíny. Vypočítaná krivka podľa rov. (9.1) je označená plnou červenou. Prerušovaná predstavuje regresnú krivku tvorenú polynómom druhého radu – vid' rovnica pod grafom. Žltý bod je pracovný bod navrhutej turbíny.

10 Diskusia

Táto diplomová práca končí analytickým návrhom základnej geometrie turbíny a kompresora turbodúchadla. Keďže výpočet vychádza zo vzťahov, v ktorých sa vyskytovali napr. súčinitele trenia a iné súčinitele, ktorých reálne hodnoty sú závislé napr. na obrábaní materiálu či voľbe tesniaceho krúžku medzi jednotlivými časťami turbodúchadla a dajú sa zistiť iba experimentálne, je tento výpočet zaťažený istou chybou.

O niečo viac zoptimalizované výsledky by sme dostali z CFD výpočtu, kde sa však tiež volia napr. materiálové charakteristiky. Oproti analytickému riešeniu má však táto metóda istú výhodu v tom, že pomocou zobrazených vypočítaných prúdnic vidíme či a poprípadе kde nám vzniká vír či spätné prúdenie a následne vieme upraviť geometriu podľa toho.

Následný postup by bol teda jasný. Vytvoriť 3D model koliesok a skriň a využiť niektorý z komerčne poskytovaných programov na analýzu prúdenia, zistiť účinnosť a vyladiť geometriu. Alebo pomocou výkresov vyrobiť reálne súčiastky turbodúchadla, doplniť ich komerčnými a dať turbodúchadlo otestovať na motor, čo by bolo, bez váhania, veľmi nákladné.

11 Záver

Diplomová práca bola zameraná na návrh turbodúchadla s menovitým prietokom $1 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ a kompresným pomerom 4,5. Tieto parametre poslúžili ako odrazový mostík návrhu, ktorý bol uskutočnený pomocou známych analytických vzťahov a programu MS Excel.

Ako prvá bola zvolená koncepcia. Išlo o radiálny kompresor s radiálnou turbínou a teda riešenie, ktoré by bolo rozmerovo najmenšie, dalo by sa ľahšie umiestniť na motor a taktiež by malo najmenšie výrobné náklady.

Jednotlivé časti, turbína i kompresor, boli potom počítané oddelene, avšak spojkou im bola energetická bilancia. Tá hneď na začiatku zabezpečila, že výkon navrhutej turbíny postačil na poháňanie navrhnutého kompresora, tak aby mohlo dôjsť k požadovanej kompresii.

Meniaca sa geometria kompresoru ovplyvňovala termodynamiku média, preto bol výpočet rozdelený do niekoľkých častí a počítané boli stavy vzduchu v jednotlivých rezoch.

Z vypočítaného výstupného tlaku môžeme konštatovať, že navrhnutý radiálny kompresor dosahuje stlačenie vzduchu, aké bolo zadané a kompresor pracuje s izoentropickou účinnosťou 83,3 %.

Turbína bola navrhnutá rozmerovo čo možno najmenšia a s čo možno najmenšími celkovými stratami, pracujúca s efektívnou účinnosťou 70,7 %.

Na záver, by som ešte povedala, že problematikou výroby a výpočtu turbodúchadiel sa zaoberajú väčšie aj menšie firmy, pričom využívajú komerčne dostupné či vlastné, vyvinuté programy a svoje skúsenosti. Vytvorený súbor v MS Excel teda rozhodne nie je jediný svojho druhu ani novinka. Čo však považujem za kladnú stránku je, že sa dá ľahko editovať, je prehľadný a môže byť aplikovaný aj na výpočet turbodúchadla s inými než zadanými parametrami. Pred ďalšou optimalizáciou tak môžeme vidieť napríklad aké by malo byť turbodúchadlo veľké.

12 Zdroje

- [1] HOFMANN, Karel. Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory: přepřínování spalovacích motorů. Vyd. 2., nezměněn. Brno: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1985, 134 s. : il., tabulky, grafy.
- [2] KLIMENT, Vladimír. Naftový motor přepřínovaný turbodmychadlem. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989, 309 s. : il.
- [3] The compressor [online.][cit. 11.12.2020].
Dostupné z: <https://fpedas.uniza.sk/~kriz/compresss.html>
- [4] Turbocharger Bearings. DieselNet: Engine & Emission Technology Online [online]. Copyright © ECOpoint Inc. [cit. 01.02.2020].
Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/air_turbo_bearings.php
- [5] Fixed Geometry Turbochargers. DieselNet: Engine & Emission Technology Online [online]. Copyright © ECOpoint Inc. [cit. 20.02.2020].
Dostupné z: https://dieselnet.com/tech/air_turbo_fixed.php
- [6] Understanding Turbocharger Bearings and Lubrication On Ships. [online]. Copyright © Marine Insight 2020 [cit. 11.03.2020].
Dostupné z: <https://www.marineinsight.com/tech/understanding-turbocharger-bearings-lubrication-ships/amp/>
- [7] Axial compressors from MAN Energy Solutions. Home MAN Energy Solutions [online]. [cit. 20.03.2020] Dostupné z: <https://www.man-es.com/process-industry/products/compressors/axial>
- [8] Free CAD Designs, Files & 3D Models | The GrabCAD Community Library. GrabCAD: Design Community, CAD Library, 3D Printing Software [online]. Copyright © 2020 GrabCAD, a STRATASYS solution [cit. 18.03.2020]. Dostupné z: <https://grabcad.com/library/centrifugal-compressor-wheel>
- [9] All Your Centrifugal Supercharger Questions Answered. Hot Rod Network - Classic Muscle Cars, Custom Roadsters [online]. Copyright © 2020 Hot Rod [cit. 24.03.2020]. Dostupné z: <https://www.hotrod.com/articles/we-answer-your-centrifugal-supercharger-questions/>
- [10] Radial Compressor UFD Mk.2 - STLfinder. [online]. Copyright © [cit. 25.03.2020]. Dostupné z: <https://www.stlfinder.com/model/radial-compressor-ufd-mk2/4046264/>
- [11] Compressor Maps Explained - Garrett Turbo Tech on Turboworx. Aftermarket Turbo Parts, Accessories and Services | TurboWorx [online]. Copyright © Copyright 2018 [cit. 09.04.2020]. Dostupné z: <https://turboworx.com/turbo-tech-compressor-map/>

- [12] Business Directory, India Business Directory, Companies Directory in India [online]. Copyright © 1996 [cit. 12.04.2020].
Dostupné z: <https://dir.indiamart.com/impcat/axial-compressor.html>
- [13] On Mixed Flow Turbines for Automotive Turbocharger Applications. Publishing Open Access research journals & papers | Hindawi [online]. [cit. 13.04.2020]
Dostupné z: <https://www.hindawi.com/journals/ijrm/2012/589720/>
- [14] Turbo Aspect Ratio - AR | DieselVille.com. Diesel Repair Shop Directory - Find a Diesel Mechanic | DieselVille.com [online]. Copyright ©2015, Robert Maxim International Inc., All rights reserved. [cit. 13.04.2020].
Dostupné z: <https://www.dieselve.com/695-turbo-aspect-ratio-ar>
- [15] High-heat-resistant ball bearing unit for automobile turbochargers - MinebeaMitsumi. [online]. [cit. 13.04.2020].
Dostupné z: <https://www.minebeamitsumi.com/english/strengths/column/turbobrg/>
- [16] VNT Turbo, Variable Geometry, Turbo Actuator, Turbo Specialists. Eastern Turbochargers Pty Ltd | Garrett Turbos | Reconditioning [online]. [cit. 19.04.2020].
Dostupné z: <https://www.easternturbo.com.au/repairs>
- [17] All Your Centrifugal Supercharger Questions Answered. Hot Rod Network - Classic Muscle Cars, Custom Roadsters [online]. Copyright © 2020 Hot Rod [cit. 21.04.2020]. Dostupné z: <https://www.hotrod.com/articles/we-answer-your-centrifugal-supercharger-questions/>
- [18] Garrett GT30R 1.06A/R T3 Turbine Housing Kit (Internal Wastegate): K Series Parts. Honda Acura Performance Parts and Accessories | K Series Parts [online]. Copyright © 2020 K Series Parts [cit. 21.04.2020].
Dostupné z: <https://www.kseriesparts.com/GAR-771300-0004.html>
- [19] M40. KBB Turbo - BOOST your power, BOOST your efficiency! [online]. [cit. 08.05.2020]. Dostupné z: <https://kbb-turbo.com/turbocharger-product-series/m40/>
- [20] Bearing system. MarEdu eClass [online]. Copyright © [cit. 08.05.2020].
Dostupné z: <https://maredu.gunet.gr/modules/document/file.php/MAK330/4%20STROKE%20DIESEL%20GENERATORS/512%20612%20L28%2032H%20Turbocharger.pdf>
- [21] Journal Bearings vs. Ball Bearings | TM Sport & Racing. TM Sport & Racing | Online Shop for Performance Turbos [online]. Copyright © 2020 [cit. 08.05.2020].
Dostupné z: <https://www.turbosbytm.com/fr/blog/journal-bearings-vs-ball-bearings>

- [22] Rolling-element Bearing Testing | AB Dynamics. Home | AB Dynamics [online]. Copyright © 2020 Anthony Best Dynamics Limited. [cit. 30.05.2020]. Dostupné z: <https://www.abdynamics.com/en/applications/production-testing/rolling-element-bearing-testing>

- [23] Cyindrické válečkové ložisko FAG z INA FAG. Redirecting to /de [online]. [cit. 30.05.2020]. Dostupné z: <https://www.prillinger.at/cs/p/Cylindricke-valeckove-lozisko-FAG-NU2203-E-TVP2-DIN5412-Loslager-zerlegbar-DIN5412-1~00922018>

- [24] Axial and radial turbines - Turbomachinery MagazineTurbomachinery Magazine. Turbomachinery Magazine - The Global Journal of Energy EquipmentTurbomachinery Magazine [online]. Copyright © 2019 MultiMedia Pharma Sciences LLC [cit. 09.06.2020]. Dostupné z: <https://www.turbomachinerymag.com/axial-and-radial-turbines/>

- [25] KADRNOŽKA, Jaroslav. Tepelné turbíny a turbokompresory. [1], Základy teorie a výpočtů. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 308 s. : il. ; 25 cm. ISBN 80-7204-346-3.

- [26] KRČÁLOVÁ, P. Parní generátor. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 101 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.. [online dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=131010]

- [27] KOUSAL, M.: Spalovací turbíny, 2. vyd., Praha: SNTL, 1980, 623 s. DT 621.438

- [28] ŠKORPÍK, Jiří. Parní turbína v technologickém celku, Transformační technologie, 2011-04, [last updated 2020-01-26]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/25.html>.

- [29] DOMANSKÝ, D. Návrh kompresoru turbodmychadla. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 82 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

- [30] A/R Turbo Housing Ratio Explained | Diesel Addict. Diesel Addict | Feed Your Diesel Truck Performance Addiction [online]. Copyright © 2020 [cit. 25.05.2020]. Dostupné z: <http://www.dieseladdict.com/ar-turbo-housing-ratio/>

13 Zoznam použitých skratiek

a_1	m	Šírka medzilopatkového kanálu na výstupe
a	m.s^{-1}	Rýchlosť zvuku
b	m	Šírka
c	m.s^{-1}	Absolútna rýchlosť
c_p	$\text{J.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$	Merné teplo vzduchu
D	m	Priemer
h	m	Výška
H	J.kg^{-1}	Spád
i	$^\circ$	Uhol nábehu
i	$\text{J.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$	Entalpia
l	m	Axiálna dĺžka prietochného kanálu
Ma	-	Machovo číslo
M_p	kg.s^{-1}	Hmotnostná spotreba paliva
M_r	-	Molekulárna hmotnosť
\dot{m}	kg.s^{-1}	Prietok
n	-	Exponent polytropy
n_{ot}	s^{-1}	Otáčky turbodúchadla
p	Pa	Tlak
P	W	Výkon
Re	-	Reynoldsovo číslo
r	$\text{J.kg}^{-1}\text{K}^{-1}$	Merná plynová konštanta
r	m	Polomer
S	m^2	Plocha
T	K	Teplota
t_{1S}	m	Rozteč záberníkových lopatiek na strednom priemere
u	m.s^{-1}	Obvodová rýchlosť
w	m.s^{-1}	Relatívna rýchlosť
Z	J.kg^{-1}	Straty
Z_r	ks	Počet lopatiek obežného kola
z_s	ks	Počet lopatiek rozvážacieho kola
α	-	Impulzný súčiniteľ prietoku
α	$^\circ$	Uhol absolútnej rýchlosti
β	-	Impulzný súčiniteľ výkonu turbíny
β	$^\circ$	Uhol relatívnej rýchlosti
β_1	$^\circ$	Vstupný uhol do lopatiek obežného kola
β_{1G}	$^\circ$	Geometrický vstupný uhol lopatiek obežného kola

β_{1iL}	°	Zmena vstupného uhlu do záberníka podľa polomeru
β_{1SL}	°	Geometrický uhol nastavenia lopatky
β_R	-	Koeficient zahrňujúci tvar obežného kola (rotoru)
δ_1	m	Šírka vstupnej hrany lopatky
δ_1	°	Nábežný uhol lopatky
δ	m	Vôľa
δ_{2S}	°	Uhol odklonu prúdu na výstupe z axiálneho smeru
ΔT	K	Teplotný spád
η	-	Účinnosť
K	-	Exponent izoentropie
λ	-	Súčiniteľ prebytku vzduchu
λ	-	Súčiniteľ trenia
μ	-	Súčiniteľ zmenšenia výkonu kola (sklzu)
μ	-	Prietokový koeficient statoru turbíny
ξ	J.kg ⁻¹	Stratový koeficient
π_K	-	Kompresný pomer
ρ	kg.m ⁻³	Hustota
τ	-	Koeficient zúženia
φ	-	Rýchlostný súčiniteľ statoru
ϕ_K	-	Prietokový súčiniteľ kompresoru
φ_T	-	Prietokový súčiniteľ turbíny
χ	-	Pomer hmotnostného prietoku turbínou a kompresorom
ψ	-	Rýchlostný súčiniteľ rotoru
ψ_K	-	Tlakový súčiniteľ kompresoru
σ	-	Skutočný zmiešavací pomer
σ_{Teo}	-	Teoretický zmiešavací pomer

14 Zoznam použitých indexov

-ef	efektívny
-is	izoentropický
-K	kompresor
-m	mechanický
-pol	polytropický
-R	rotor
-r	radiálny
-S	stator
-T	turbína
-TD	turbodúchadlo
-u	obvodový
-u	unášavý

15 Zoznam použitých obrázkov a tabuliek

Zoznam obrázkov

Obr. 1. Schéma preplňovania kompresorom mechanicky poháňaným od spaľovacieho motora, upravené [2] m – motor, p – prevodovka, k – kompresor.	14
Obr. 2. Schéma preplňovania spaľovacieho motora turbodúchadlom s chladením plniaceho vzduchu.....	14
Obr. 3. Teoretický pracovný obeh štvordobého (vpravo) resp. dvojdobého (vľavo) spaľovacieho motora s mechanicky poháňaným kompresorom [2].	15
Obr. 4. Teoretický pracovný obeh spaľovacieho motora s predĺženou expanziou [2].	15
Obr. 5. Práca výfukových plynov s využitím kinetickej energie pri predĺženej expanzii [2]. .	16
Obr. 6. Ideálny pracovný obeh s rovnotlakou prevádzkou [2].	17
Obr. 7. Práca výfukových plynov s konšt. tlakom pred turbínou pri predĺženej expanzii [2].	18
Obr. 8. Podrobnejšie znázornenie priebehov v oblasti turbodúchadla v T-s diagrame [2].	18
Obr. 9. Spodná časť reálneho cyklu štvordobého preplňovaného motora [1].	19
Obr. 10. Axiálny kompresor (vľavo) [7] a kolo axiálneho kompresoru (vpravo) [12].	20
Obr. 11. Radiálny kompresor [9] a kolá radiálneho kompresoru [10].	21
Obr. 12. Príklad kompresorovej mapy [11].	22
Obr. 13. Turbo s radiálnym kompresorom (vľavo) a s radiálnou turbínou (vpravo) [15].	23
Obr. 14. Turbodúchadlo s radiálnym kompresorom a axiálnou turbínou. [19].	24
Obr. 15. Obežné kolá turbíny - radiálne (vľavo) a zmiešaný vtok (vpravo) [13].	25
Obr. 16. Definícia A/R parametru [30].	25
Obr. 17. Turbínová skriňa s odtokovým ventilom [18].	26
Obr. 18. Porovnanie režimov plnenia turbín [5].	27
Obr. 19. Variabilná geometria turbíny - natáčacie lopatky statoru [17].	27
Obr. 20. Inboard ložiskový systém (hore) a outboard ložiskový systém (dole) [20].	29
Obr. 21. Guľôčkové ložisko (vľavo) [22] a valčekové ložisko (vpravo) [23].	29
Obr. 22. Klzné ložisko [21].	30
Obr. 23. Schéma zapojenia turbodúchadla na motor (M) s vyznačením vstupných a výstupných veličín z (index 2) resp. do (index 0) kompresoru (K) resp. turbíny (T) [1].	34
Obr. 24. Popis geometrie kompresoru [1].	35
Obr. 25. Radiálny prierez špirálnej skrine kompresoru [1].	36
Obr. 26. Rýchlostný trojuholník na vstupe do obežného kola (vľavo) a nábeh na hranu lopatky (vpravo) [1].	36
Obr. 27. Rýchlostný trojuholník kompresoru na výstupe z obežného kola [1].	37
Obr. 28. Pílový diagram kompresoru [1].	38
Obr. 29. Skutočný pílový diagram kompresoru.	40
Obr. 30. T-s diagram kompresoru [1].	41
Obr. 31. Prierez geometrie turbíny [1].	42
Obr. 32. Radiálny prierez turbínou [1].	43
Obr. 33. Axiálny pohľad na turbínu [1].	44
Obr. 34. Rýchlostný trojuholník na turbíne [1].	45
Obr. 35. H-s diagram turbíny [1].	46
Obr. 36. Skutočný pílový diagram turbíny.	47
Obr. 37 Závislosť kompresného pomeru na prietoku kompresorom.	48
Obr. 38. Závislosť izoentropickej účinnosti na prietoku kompresorom.	49
Obr. 39. Zjednodušená charakteristika turbíny..	50

Zoznam tabuliek

Tab. 1. Vysvetlivky k označeniu parametrov.	32
Tab. 2. Zadané hodnoty. Uvedené hodnoty sú vzťahnuté k teplote okolia 20 °C a p_{atm}	33
Tab. 3. Vlastnosti vzduchu a spalín.	33
Tab. 4. Palivo a spaľovací vzduch.	33
Tab. 5. Rovnovážne výkony a vypočítaný prietok turbínou.	34
Tab. 6. Účinnosti turbodúchadla.	34
Tab. 7. Základné rozmery kompresoru.	35
Tab. 8. Prietokové plochy kompresoru.	36
Tab. 9. Hodnoty z rýchlost. trojuholníka na vstupe do obežného kola kompresoru.	37
Tab. 10. Rýchlosti na kompresore, ich uhly a súčinitele ktoré ich ovplyvňujú.	38
Tab. 11. Otáčky turbodúchadla na spoločnej hriadeľi.	38
Tab. 12. Stavy média v jednotlivých častiach kompresoru.	40
Tab. 13. Bezrozmerné súčinitele kompresoru.	40
Tab. 14. Skutočná izoentropická účinnosť.	41
Tab. 15. Spády na kompresore.	41
Tab. 16. Straty v kompresore.	42
Tab. 17. Základné rozmery turbíny.	43
Tab. 18. Prietokové plochy a vzdialenosti turbíny.	43
Tab. 19. Rýchlosti turbíny, ich uhly a súčinitele ktoré ich ovplyvňujú.	44
Tab. 20. Stavy média v jednotlivých častiach turbíny.	45
Tab. 21. Spády na turbíne.	46
Tab. 22. Straty na turbíne.	47
Tab. 23. Účinnosti turbíny.	47

16 Zoznam príloh

Príloha A

Súbor z Microsoft Excel s návrhom turbodúchadla.

- Energetická bilancia
- Turbína
- Turbínová charakteristika
- Kompresor
- Kompresorová charakteristika
- Pílový diagram
- Tabuľky